

VISIT...

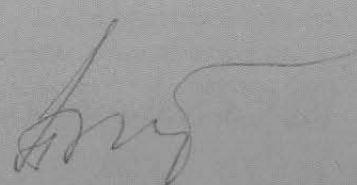
LANZAROTE
Caliente.COM

ДЕТАЛИ МЕХАНИЗМОВ АВИАЦИОННОЙ И КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ

Под редакцией
Ю.М. Климова и Е.А. Самойлова

Рекомендовано Государственным Комитетом
Российской Федерации по высшему образованию
в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по направлению
«Авиа- и ракетостроение»

Москва
Издательство МАИ
1996



Потанин И.С.

Федеральная целевая программа книгоиздания России

Авторы:

Ю.М. КЛИМОВ, Е.А. САМОЙЛОВ, Н.Л. ЗЕЗИН, В.В. ЕФАНОВ,
В.А. КОМКОВ, В.М. МЕЛЬНИКОВ, Ю.Б. МИХАЙЛОВ, В.Н. МОТОРИН,
А.Д. ПАВЛОВ, Д.Е. САМОЙЛОВ, В.С. СЫРОМЯТНИКОВ,
И.А. ТИМОФЕЕВ, Т.Ю. ЧУРКИНА

Рецензенты:

д-р техн. наук Н.А. БОРОДИН, А.Т. ТАРАСОВ

Д38

Детали механизмов авиационной и космической техники: Учебное пособие / Ю.М. Климов, Е.А. Самойлов, Н.Л. Зезин и др.; Под ред. Ю.М. Климова и Е.А. Самойлова. — М.: Изд-во МАИ, 1996. — 344 с.: ил.
ISBN 5-7035-0598-4

Изложена методология проектирования механизмов, узлов и деталей ЛА. Сформулированы принципы и правила конструирования на базе системного подхода с использованием методов инженерного творчества. Представлены оригинальные материалы по манипуляторам, механизмам необратимого движения, двухступенным приводам и др. Рассмотрены вопросы проектирования пиротехнических устройств и крупногабаритных космических конструкций. Приведены примеры конструктивных решений, применяемых в современной авиационной и космической технике.

Пособие предназначено для студентов авиационных вузов и технических университетов.

Д 2705140400—196
094(02)—95

Без объявл.

ББК 27.5.14.4

ISBN 5-7035-0598-4

© Ю.М. Климов, Е.А. Самойлов, Н.Л. Зезин,
В.В. Ефанов, В.А. Комков, В.М. Мельников,
Ю.Б. Михайлов, В.Н. Моторин, А.Д. Павлов,
Д.Е. Самойлов, В.С. Сыромятников,
И.А. Тимофеев, Т.Ю. Чуркина, 1996

ВВЕДЕНИЕ

В учебное пособие включены материалы ряда курсов («Детали машин и основы конструирования», «Теория и конструирование деталей и механизмов ЛА», «Техническая механика» и др.) для студентов авиационных вузов и технических университетов, в которых изучаются методы расчетов и основы конструирования деталей передаточных механизмов и механических узлов летательных аппаратов (ЛА) с учетом их функционального назначения и требований эксплуатации и технологии изготовления.

Использование даже известных в общем машиностроении конструкций на самолетах, вертолетах и космических аппаратах (КА) связано с обязательным выполнением при их проектировании ряда специфических требований: высокой надежности, живучести, минимальных масс и габаритов, высоких КПД и точности изготовления, работоспособности в экстремальных условиях эксплуатации (большие перегрузки, низкие и высокие температуры, переменные давления, воздействие агрессивных сред, вакуум и др.). Необходимость одновременного учета многих (и часто противоречивых) требований обуславливает, в свою очередь, повышенные требования к конструктивным решениям, обязывает конструктора к более тщательной, детальной проработке конструкторских задач с учетом их эксплуатационных, производственно-технологических, экономических и антропологических требований, имеющих важное значение для авиакосмической техники.

Практика подготовки конструкторов в учебных заведениях показывает, что в процессе обучения мало уделялось внимания основополагающим общим принципам и правилам конструирования, а также развитию творческих способностей будущих инженеров. Подготовка конструкторов с использованием прототипов в курсовом проектировании, практикуемая во многих вузах, таит опасность слепого копирования студентами конструкций, не способствует пробуждению творческой мысли при создании новых образцов техники.

До 30-х годов этой проблеме обучения уделялось особое внимание. Однако в последующие годы интерес к ней был ослаблен, что и отразилось в учебной литературе. За последнее десятилетие теория конструирования получила дальнейшее развитие в ряде отечественных и зарубежных работ [11, 29, 30, 37, 39, 47, 50], в нашей стране создан межотраслевой фонд эвристических приемов, но в большинстве работ теория не привязывается к конкретной конструкции. В настоящей книге сделана попытка восполнить этот пробел.

В учебниках и учебных пособиях по деталям машин, предназначенных для курсового проектирования, недостаточно внимания уделяется методологии конструирования. Основное внимание направлено на изучение существующих конструкций (прототипов), а процесс создания конструкций, особенно соответствующих мировому уровню новых образцов техники, остается в стороне, представляет собой как бы «черный ящик». Но если использовать при проектировании системный анализ и современный арсенал методов, приемов и средств конструирования, накопленный теорией конструирования, то можно перейти от «черного ящика» к «прозрачному ящику». Этому способствует использование эвристических, формализованных и экспериментальных методов, краткие сведения о которых приведены в гл. 2 и 7 настоящего пособия.

Чтобы превратить прототип в средство помощи конструктору, нужно овладеть навыками критического анализа его достоинств и недостатков. Тогда в соответствии с принципом преемственности можно использовать достоинства прототипа и, устранив недостатки, создать более совершенную конструкцию. Для оценки существующих конструкций следует использовать системный анализ и методы инженерного творчества.

В настоящем пособии излагаются вопросы методологии конструирования, анализируется процесс конструирования, рассматривается его логика и логика действий конструктора на базе системного подхода и привлечения методов инженерного творчества. При обязательных ответах на вопросы, которые необходимо рассмотреть при выполнении формализованных процедур, и вопросы, специально сформулированные при применении метода контрольных вопросов, студент глубже осознает конструкцию прототипа и те или иные конструктивные решения. К формализованным процедурам относятся описание функций детали и ее элементов, составление списков требований к деталям, составление списка недостатков прототипа, разработка критериев развития. В процессе выполнения процедур развиваются творческие способности начинающего конструктора, а при анализе роли конкретной детали в выполнении функции механизма и ее связи с другими

элементами конструкции студент учится воспринимать деталь не как изолированный, а как взаимосвязанный с элементами всей конструкции объект проектирования. Системный анализ (системный подход к конструированию) обязывает конструктора расчленить механизм на элементы вплоть до отдельных поверхностей, выявить их особенности в связи с условиями работы и предъявить набор требований к каждому элементу. При таком подходе от внимания конструктора не ускользнет и мельчайшая подробность конструкции. А проработка «мелочей» обеспечивает высокое качество деталей и конструкции в целом. В справочнике [1] показано, как много значат тщательные конструктивная и технологическая проработки элементов передач для обеспечения высокой надежности при минимальной удельной массе конструкции. По этому показателю совершенства конструкций авиационные редукторы на один и даже два порядка превосходят редукторы общего машиностроения.

Охватить все вопросы, возникающие при решении конструкторских задач, и реализовать многочисленные требования к узлам и деталям трудно и опытным конструкторам. Использование систематизированного набора эвристических приемов в определенной последовательности, предлагаемой в методе эвристических приемов, упорядочивает работу конструктора и значительно уменьшает время поиска оптимального решения. В пособии разъясняется, как можно использовать метод эвристических приемов, а также методы мозговой атаки и контрольных вопросов при курсовом проектировании. Приводятся основные принципы и правила конструирования, описываются элементы рациональной компоновки узлов ЛА и приемы, которые используют в своей работе конструкторы, создающие конструкции ЛА. Приведены примеры конструкций элементов современных ЛА. Рассматриваются особенности конструирования деталей при различных способах изготовления. Обобщение и систематизация этого материала призваны помочь студенту технически грамотно учесть при выполнении курсового проекта требования к форме деталей и их элементов, к сопряженным с другими деталями поверхностям, добиваться минимальной металлоемкости конструкций, обеспечивать высокую технологичность деталей.

Конструированию деталей балочного типа посвящена гл. 7. В ней делается попытка найти общие подходы к конструированию деталей балочного типа.

Материал гл. 1—7 представляет собой теоретическую основу конструирования деталей. В гл. 8—12 на основании системного подхода подробно показано, как можно выполнять формализованные процедуры для постановки задач конструирования отдельных типовых деталей ме-

ханизмов ЛА, и представлена картина процесса конструирования различных элементов конструкции: передач винт-гайка, качалка-тяги, цилиндрических, конических, волновых, а также валов и опор с трением качения. Номенклатура деталей соответствует содержанию курсовых проектов, выполняемых студентами вузов авиационного профиля.

Гл. 13—16 посвящены конструированию механизмов КА и их элементов. Рассматривается ряд новых сложных приводов, изучаются концепции, общие принципы, требования и приемы их конструирования. Представлены принцип действия и анализ ряда оригинальных конструкций манипуляторов, механизмов необратимого вращения, точных двухстепенных приводов и крупногабаритных космических конструкций. Материал этих глав может быть использован для учебно-исследовательской работы студентов и разработки оригинальных курсовых проектов.

Предлагаемую в настоящем пособии методику конструирования деталей с использованием элементов системного подхода и методов инженерного творчества можно распространить на конструирование деталей любого назначения.

В последнее время при проектировании ЛА остро стоят экономические вопросы. Весь процесс разработки, производства и эксплуатации товаров должен обеспечивать их минимальную стоимость и максимальную прибыль. В гл. 2 рассмотрен функционально-стоимостной анализ, а в гл. 10 приведен пример предъявления экономических требований к деталям и указаны пути их реализации.

Материал настоящей книги предназначен для использования при разных формах обучения — чтении лекций, проведении практических занятий и курсовом проектировании.

Главы, посвященные новейшим современным конструкциям, не освещенным в литературе, будут также полезны инженерам, создающим механизмы ЛА.

Настоящее издание подготовлено коллективом авторов: Ю.М. Климов написал гл. 6, 11, 12, разд. 4.1, 8.1, 10.1—10.3; Е.А. Самойлов — гл. 7, разд. 1.2, 1.3, 2.2, 10.4; Н.Л. Зезин — разд. 4.2, 5.4, 8.3; В.В. Ефанов — гл. 14; В.М. Мельников — гл. 16; Ю.Б. Михайлов — разд. 4.3, 4.4, 5.6; В.Н. Моторин — разд. 13.3; А.Д. Павлов — разд. 5.1 — 5.3; Д.Е. Самойлов — разд. 2.3; В.С. Сыромятников — разд. 15.1, 15.2; И.А. Тимофеев — гл. 9, разд. 3.3, 3.4, 5.5, 12.5; Т.Ю. Чуркина — разд. 3.1, 3.2. Введение написано совместно Ю.М. Климовым и Е.А. Самойловым, разд. 1.1 — Ю.М. Климовым и В.А. Комковым, разд. 2.1 — В.А. Комковым и Е.А. Самойловым, разд. 13.1, 13.2 — В.Н. Моториным и Е.А. Самойловым, разд. 15.3 — В.С. Сыромятниковым и Е.А. Самойловым.

Глава 1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

1.1. Основные понятия

Ряд понятий, используемых при разработке технического задания (ТЗ) на проектируемое изделие, его узлы и главные детали, а также при составлении основных требований к деталям, рассмотрен в [32]: прочность, жесткость, износостойкость, виброустойчивость, технологичность конструкции и ее надежности. Однако в процессе составления более полных списков требований к узлам и отдельным деталям и решения частных конструкторских задач на этапах конструирования (компоновки механизма, разработки конструкции конкретного узла, сложной детали) возникает необходимость в расширении круга понятий и уточнении значения понятий, используемых при составлении ТЗ.

В процессе создания образцов авиационной и космической техники разрабатывается проект будущего изделия.

Проект — это совокупность расчетов, чертежей и пояснений к ним, предназначенных для определения параметров геометрии, кинематики, динамики, прочности элементов конструкции машины или механизма и других критериев работоспособности, а также для обоснования технической целесообразности и экономичности предлагаемого решения.

Процесс разработки проекта называют проектированием.

Важнейшей составной частью проектирования механизмов и их элементов является конструирование.

Конструирование представляет собой логико-математический творческий процесс поиска оптимального варианта структурного синтеза механизма (машины), материалов, форм и размеров деталей, а также взаимосвязи элементов, предназначенных для выполнения требований ТЗ, с учетом достижений науки и техники и возможностей промышленности.

Основной задачей конструирования является обеспечение работоспособности механизма или машины в течение заданного времени.

Работоспособность — это состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции с параметрами, установленными требованиями технической документации. Параметры, характеризующие выполнение функций, обуславливают эксплуатационные показатели изделия.

Долговечность — это свойство изделия, позволяющее ему сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонтов.

Предельное состояние изделия определяется либо невозможностью его дальнейшей эксплуатации, либо обусловленным снижением его эффективности, либо требованиями безопасности и оговаривается в технической документации. Показателями долговечности могут служить, например, ресурс, срок службы.

Сохраняемость — это свойство изделия, характеризующее его способность сохранять обусловленные эксплуатационные показатели в течение срока хранения, установленного в технической документации, после срока хранения и транспортирования. Показателем сохраняемости может служить, например, средний срок сохраняемости.

Ремонтопригодность — это приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

В процессе эксплуатации авиационной и космической техники детали и механизмы подвергаются естественному износу, действию окружающей среды, претерпевают физико-механические изменения. Все это вызывает снижение эксплуатационной надежности и ухудшение параметров (кинематических, динамических, прочностных, точности функционирования и др.) и характеристик ЛА. Степень этих изменений может достигнуть таких величин, при которых не гарантируется безопасность полетов. В связи с этим для летательных аппаратов, двигателей, агрегатов, передаточных механизмов и приборов устанавливаются определенные сроки службы и ресурсы, в пределах которых гарантируется надежная их работа и необходимый уровень выходных параметров.

Наработка — это продолжительность (или объем) работы изделия, измеряемая часами налета, числом посадок, числом циклов срабатывания и т.п. Для бортовых систем и механизмов, проверка которых на земле производится в условиях, приближенных к полетным, вся работа на земле включается в наработку и суммируется с работой в полете.

Гарантийная наработка — это наработка изделия, до завершения которой изготовитель гарантирует и обеспечивает выполнение определенных требований к изделию, при условии соблюдения потребителем правил эксплуатации, в том числе правил хранения и транспортирования. Гарантийная наработка — это технико-юридический параметр, о котором имеется договоренность между изготовителем и заказчиком (или он указывается в технической документации).

Ресурс — это наработка до предельного состояния, оговоренного в технической документации. Ресурс выражается в часах налета, годах хранения, циклах срабатывания и др. Ресурс можно представить как запас безотказности изделия, который закладывается при проектировании, подтверждается при производстве и расходуется при эксплуатации. Он устанавливается из опыта эксплуатации или на основании ре-

зультатов специальных испытаний в наземных (лабораторных) и летных условиях.

Назначенный ресурс — это наработка изделия, при достижении которой эксплуатация должна быть прекращена независимо от состояния изделия. Назначается в технической документации из соображений безопасности и экономичности.

Срок службы — это продолжительность надежной работы изделия, назначаемая в календарном времени (годах, месяцах, часах).

Безотказность — это свойство изделия, позволяющее ему сохранять работоспособность в течение некоторой наработки без вынужденных перерывов.

Для неремонтируемых изделий или изделий, заменяемых после первого отказа, а также для изделий, отказы которых из условий безопасности недопустимы, показателями безотказности могут служить, например, вероятность безотказной работы, интенсивность отказов. Для ремонтируемых изделий показателями безотказности могут служить, например, наработка на отказ, параметр потока отказов, вероятность безотказной работы. Оценка показателей безопасности как характеристик надежности рассмотрена в [32].

Живучесть — это способность конструкции выполнять свои функции (выдерживать нагрузки), не прерывая полета, при частичных разрушениях от пуль, снарядов, взрывной волны и т.п. Особенно важно для ЛА обеспечение живучести систем управления. Оно достигается путем применения дублирующих систем и проводок (например, введением двойного управления рулями). Живучесть ЛА повышается благодаря применению конструкций с работающей обшивкой, бронированию жизненно важных частей ЛА, заполнению топливных баков и отсеков нейтральным газом и использованию других мер [20].

Эксплуатационная надежность — это свойство изделия, характеризующее его способность выполнять функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки.

Эксплуатационная надежность механизмов обеспечивается прочностью и жесткостью их конструкции и составных частей — узлов, деталей и их элементов, безотказным функционированием узлов и деталей. Повышение надежности достигается благодаря учету конструктивных, производственных и эксплуатационных факторов, влияющих на надежность.

Конструктивные факторы: выбор элементов конструкции в соответствии как с режимами и условиями их эксплуатации, так и с условиями эксплуатации всей системы или комплекса агрегатов, в которые они входят как составная часть; структура конструкции — состав, чис-

онных стендов. На стадии проектирования производится расчет деталей и узлов ЛА, методика которого излагается в специальных курсах.

Точность — это показатель качества, определяющий степень точного соответствия изделия или его отдельных элементов и параметров образцу, эталону, техническим условиям (ТУ), чертежам, технологии, регламентам и т.п. Оценка точности производится различными методами в зависимости от особенностей конструкции, назначения и функциональной роли проверяемых или сравниваемых элементов изделия. В технике наиболее распространенным видом оценки точности является метод измерений.

Технологичность конструкции — это комплекс ее свойств, позволяющих при сохранении заданных эксплуатационных показателей, включая и ремонтпригодность, изготавливать и ремонтировать спроектированную конструкцию с меньшими производственными затратами и в наиболее короткие сроки. Основные факторы, определяющие высокую технологичность конструкции, рассмотрены в [32]. Меры, повышающие технологичность конструкции ЛА, перечислены в [20].

Главные мероприятия, повышающие технологичность деталей, узлов и механизмов:

- 1) уменьшение количества и номенклатуры отдельных деталей, из которых собираются узлы сложных механизмов, если это не противоречит принципу соответствия выполняемой функции и структуры конструкции;
- 2) широкое применение в конструкции стандартизованных, нормализованных и унифицированных конструктивных элементов, которые позволяют обеспечивать взаимозаменяемость механизмов, узлов, деталей и улучшают условия эксплуатации авиакосмической техники и ее ремонта;
- 3) выбор рационального способа соединения элементов конструкции, упрощающего сборку узлов и повышающего производительность сборочных операций;
- 4) выбор рациональных технологических допусков и классов чистоты обрабатываемых поверхностей на основании строго обоснованных технических решений. Класс чистоты обрабатываемых поверхностей должен назначаться исходя из условий работы сопрягаемых деталей. Излишнее повышение класса чистоты обработки поверхности вызывает необходимость в дополнительных операциях и применении специального оборудования;
- 5) выбор заготовок с учетом экономичности изготовления деталей и предъявляемых к ним требований по прочности, массе, форме и размерам. Выбор материала заготовки должен производиться с учетом

свойств, определяющих склонность материала к механической обработке и возможность его формообразования под давлением;

б) выбор выгодного способа обработки заготовки с целью уменьшения поверхности, подлежащей механической обработке (например, способа получения точных заготовок методом объемного деформирования с применением вибрации).

В практике конструирования используются многие понятия, лежащие в основе научных или учебных дисциплин, знание которых необходимо начинающему конструктору, чтобы успешно решать конструкторские задачи, говорить на одном языке с другими конструкторами и специалистами о разных объектах техники и сопоставлять их свойства. К таким понятиям [35] относятся следующие.

Технический объект (ТО) — это созданное человеком или автоматом реально существующее (существовавшее) устройство, предназначенное для удовлетворения определенной потребности. К ТО можно отнести машину, механизм, узел, деталь. Описание ТО отражает его структуру и функционирование.

Функциональная структура (ФС) — это система функциональных связей элементов ТО. Конструктивная ФС представляет собой ориентированный граф, вершинами которого являются наименования элементов, а ребрами — функции элементов.

Физический принцип действия (ФПД) — это схематичное изображение превращения или преобразования энергии. Описание ФПД, как правило, содержит изображение принципиальной схемы ТО.

Техническое решение (ТР) — это конструктивное оформление ФС конкретного ТО. Описание ТР содержит перечень основных элементов; взаимное расположение элементов в пространстве (графическое изображение ТО); способы и средства соединения и связи элементов между собой; последовательность взаимодействия элементов во времени; особенности конструктивного исполнения элементов (геометрической формы). ТР представляет собой как бы безразмерное описание ТО. При одинаковом ТР можно иметь много модификаций по параметрам (размерам, мощности, частоте вращения и др.).

Критерии развития — это параметры и показатели, характеризующие ТО и выражающие меру совершенства отдельных классов ТО. К ним относят, например, удельную металлоемкость, удельную прочность, относительную массу, критерий расхода материала, критерий габаритных размеров, относительную себестоимость и др. Требования к выбору критериев развития и их систематика рассмотрены в [35].

1.2. Классификация деталей механизмов ЛА

Основными частями машины являются двигательный, передаточный, исполнительный механизмы и система управления (СУ). СУ может быть программным управлением (СУ формирует входные сигналы, которые дают программное движение) и с обратной связью (управляющие сигналы формируются с учетом ошибок на выходе механической системы).

В качестве двигательных механизмов в механических системах используются электродвигатели, а в гидравлических и пневматических системах — насосы. Источником энергии может являться и сжатый газ, содержащийся под давлением в баллонах, или горячий газ, образующийся при горении или детонации взрывчатых веществ в пироприборах.

Рабочей средой механизмов, через которую передается движение, могут быть твердые тела, жидкость и газ. Соответственно передачи называются механическими, гидравлическими, пневматическими и напорным газом.

В зависимости от выполняемых функций машины делятся на транспортные (самолет, вертолет, автомобиль), энергетические (электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания, турбина), технологические (станок) и информационные.

Раньше к информационным машинам относились и механические счетные машины. Появившиеся электронно-вычислительные устройства, в которых механические движения служат лишь для выполнения вспомогательных операций, по традиции также стали называться машинами — ЭВМ. Хотя по существу они являются не машинами, а аппаратами.

Аппарат — это техническое устройство, в котором механизмы играют вспомогательную роль. Например, к аппаратам относятся воздушный шар, аэростат, телефонный аппарат, телевизор. Традиционно воздушные аппараты для полета в атмосфере планет также называются летательными аппаратами. К ним относятся самолеты, вертолеты, ракеты, космические аппараты, аэростаты.

Машину можно представить как совокупность узлов и механизмов или мини-машин, полагая, что мини-машина состоит из тех же основных частей, что и машина, и является ее составной частью.

Перейдем к классификации элементов (сборочных единиц и деталей) авиационной и космической техники. В зависимости от назначения их можно разделить на элементы общего назначения (болты, гайки, зубчатые колеса, валы) и элементы специального назначения для ЛА (воздушный винт, стрингер, шпангоут, качалка, тяга).

Рассмотрим классификацию элементов авиационной и космической техники по назначению, характерную в основном для элементов общего назначения.

Первая группа элементов — соединения — является наиболее общей. Соединения (соединительные детали) предназначены для фиксации взаимного положения деталей и объединения их в сборочные единицы и узлы.

Соединения бывают неподвижными и подвижными. В подвижных соединениях возможно относительное перемещение соединяемых деталей в соответствии с выполняемыми функциями. К таким соединениям относятся, например, простые и шаровые шарнирные соединения, качающиеся опоры. В неподвижных соединениях относительное перемещение соединяемых деталей невозможно. Оно может происходить лишь за счет деформации. Наиболее распространены неподвижные соединения, изучаемые обычно в курсе «Детали машин».

Соединения также делятся на разъемные и неразъемные, которые невозможно разъединить без их разрушения, повреждения или пластической деформации. К неразъемным соединениям относятся сварные, заклепочные, паяные, клеевые соединения и соединения с натягом. Название соединения обычно определяется видом связи или соединительного элемента. Разъемными соединениями являются, например, резьбовые и ряд соединений вал-ступица (шпоночное, шлицевое, профильное).

В отсеках и блоках ЛА для экипажа и топлива используются герметичные соединения. Герметизация заклепочных и болтовых соединений выполняется с помощью герметика.

В конструкциях ракет и КА, кроме того, применяются разрывные соединения (пироболты, пирозамки), которые при разделении узлов и блоков разрушаются после воспламенения взрывчатого вещества.

Вторая группа элементов — передачи — наиболее характерна для передаточных механизмов. Элементы этой группы осуществляют передачу энергии от двигателя к исполнительному органу. К этой группе относятся:

элементы, передающие вращательное движение, которые делятся на передачи зацеплением — зубчатые (цилиндрические, конические, планетарные, волновые), червячные и цепные (их основные детали — зубчатые и червячные колеса, червяки, звездочки, цепи) и передачи трением — ременные, фрикционные (их детали — шкивы, диски, ремни), а также муфты, соединяющие валы;

элементы, преобразующие движение, — рычажные, кулачковые передачи, передачи винт-гайка (их детали — рычаги, качалки, тяги, кулачки, копиры, ходовые винты).

Третья группа элементов включает несущие и базирующие элементы. К ней относятся: валы и оси, которые поддерживают вращающиеся детали (кроме того, валы передают вращающий момент); подшипники — опоры вращающихся валов и осей, базирующие корпусных деталей; направляющие, поддерживающие поступательно движущиеся детали;

корпусные и несущие детали — основные части редуктора, воспринимающие нагрузки (на них монтируются и базируются остальные детали и узлы); на ЛА к ним относятся нервюры, шпангоуты, стрингеры обшивки и др.;

устройства для защиты от загрязнений (уплотнения, кожухи, крышки) и смазывания (форсунки, штуцеры, жиклеры, трубопроводы); упругие элементы (пружины, рессоры, амортизаторы).

Четвертая группа элементов включает элементы, характерные для транспортных машин: воздушные винты, шнеки, колеса, гусеницы, цепи и т.п.

В особые группы, предназначенные для ЛА, входят элементы пневматических механизмов и механизмов на горячем газе:

элементы, формирующие объемы и потоки, — баки, трубопроводы, арматура, сильфоны;

элементы управления потоками — клапаны, цилиндры, поршни, диски, лопатки.

На рис. 1.1 приведена схема двухступенчатого соосного цилиндрического зубчатого редуктора. Зубчатые редукторы — это механизмы, используемые для понижения угловых скоростей и увеличения крутящих моментов, выполненные в виде отдельного агрегата. В соответствии с классификацией по назначению редуктор имеет следующие элементы: корпус 1, зубчатое цилиндрическое колесо 2, вал 3, подшипник 4, муфту 5.

На рис. 1.2 показана схема привода (мини-машины) органов управления ЛА. Привод состоит из следующих элементов: трубопровода 2, клапана 3, поршня 4, цилиндра 5, штока 6, качалки 7, тяги 8, шарнирного соединения 9. Привод работает на сжатом газе от баллона Б и приводит в действие рули Р; имеется и СУ.

Возможна классификация элементов авиационной и космической техники по производственно-технологическим признакам: металлические детали, изготавливаемые механической обработкой; металлические детали, изготавливаемые механической обработкой, литьем, сваркой, штамповкой, ковкой;

нелегированные детали, получаемые прессованием, формованием, склейкой.

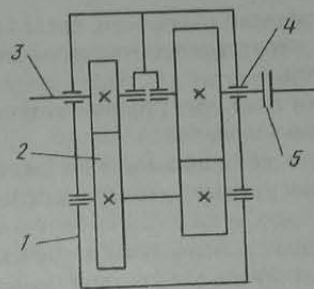


Рис. 1.1

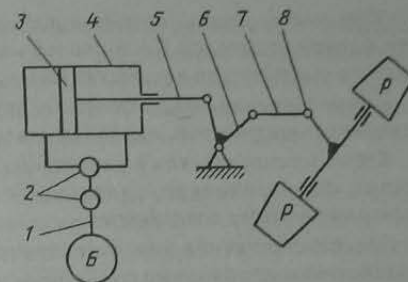


Рис. 1.2

Способ изготовления определяет облик детали и ее прочностные характеристики.

По характеру нагружения детали можно разделить на воспринимающие статическую нагрузку и воспринимающие динамическую нагрузку и ударное нагружение.

1.3. Основные требования к деталям, узлам и механизмам ЛА

Условия эксплуатации ЛА. Требования к объектам определяются условиями их эксплуатации. Можно выделить две основные группы воздействий на ЛА: *механические* и *климатические*.

Механические воздействия, связанные с эксплуатацией и транспортировкой, включают в себя линейные перегрузки, вибрации, удары и акустическое нагружение.

Линейные перегрузки для самолетов обычно не превышают 8...10 g, а для ракет — несколько десятков g. Эти перегрузки учитываются в расчетах на прочность.

При транспортировке и на активных участках полета элементы ЛА испытывают вибрации. По данным работы [1], у турбовинтовых самолетов на частотах до 100 Гц перегрузки от вибрации составляют 1...20 g, а у реактивных самолетов такие же перегрузки не превышают 500 Гц. Опасность вибрации для механизмов и механических узлов заключается в том, что при ее воздействии происходит отвинчивание резьбовых деталей. Устраняется это явление с помощью обязательного стопорения, применяемого на ЛА, автомобилях, судах и других изделиях. Кроме того, механизмы и приборы должны проходить проверку на вибрационных стендах.

Ударные нагрузки, возникающие при посадке самолетов, разделение блоков носителей КА и работе на ЛА пиротехнических устройств должны учитываться в расчетах на прочность.

Климатические воздействия характеризуются следующими компонентами: температурой, давлением, влажностью, пылью.

Кроме климатических и механических воздействий возможны химические, биологические, радиационные, магнитные, электрические, электромагнитные воздействия.

Обеспечение стойкости к механическим, климатическим и другим воздействиям необходимо для нормального функционирования механизмов, узлов и деталей.

Требование стойкости к изменению температур определяется необходимостью сохранения механических характеристик материала и вязкости жидкостей. Высокие температуры могут действовать на детали двигателей и элементы наружной поверхности ЛА, находящиеся в потоке газа, и на КА, работающие на планетах с высокой температурой (например, на Венере). Низкие температуры, воздействующие на ЛА, приводят к хладоломкости. Материал и сварные швы с понижением температуры становятся хрупкими и легко разрушаются при циклическом и ударном нагружении. Пригодность материала определяется ударной вязкостью KCU — отношением работы разрушения надрезанного образца к площади поперечного сечения в месте надреза. Хладоломкость оценивается критической температурой хладоломкости $T_{кр}$, при которой KCU снижается на 50% по сравнению с первоначальной величиной при $t = 20^\circ\text{C}$.

Диапазон температур внешней среды при эксплуатации самолетов и вертолетов обычно составляет $(+60 \dots -60)^\circ\text{C}$, а при эксплуатации КА $(+150 \dots -150)^\circ\text{C}$. Следует отметить, что в случае ударного нагружения некоторые металлы нельзя использовать даже при температуре -60°C . Это относится к стали 3, ударная вязкость $(100 \text{ Дж/см}^2 \text{ при } t = 20^\circ\text{C})$ которой снижается до $5 \dots 10 \text{ Дж/см}^2$ при $t = -50^\circ\text{C}$ (ниже критической температуры хладоломкости).

В машиностроении для изготовления деталей машин обычно применяются конструкционные стали с $KCU > 5 \dots 10 \text{ Дж/см}^2$ и крайне редко — материалы с $KCU < 2 \text{ Дж/см}^2$. В авиационной и космической технике металлические детали, подвергающиеся ударному нагружению (например, элементы передач), должны иметь ударную вязкость в диапазоне рабочих температур не ниже $10 \dots 50 \text{ Дж/см}^2$.

При действии более низких температур, например, в топливных системах ЖРД, заполненных жидким кислородом или жидким азотом

($t = -183 \dots -196^\circ\text{C}$), используются материалы, которые сохраняют высокую пластичность и вязкость: стали переходного и мартенситного классов (ВНС-2), титановый сплав ВТ6. В магистралях жидкого водорода ($t = -253^\circ\text{C}$) сохраняют высокую пластичность и вязкость алюминиевые сплавы АМг3, АМг6 и их сварные соединения, титановый сплав ВТ5-1 и нержавеющая сталь 12Х18Н10Т.

Диапазон эксплуатационных температур следует учитывать и при подборе смазочных и неметаллических материалов. Так, пластичный смазочный материал при низких температурах становится более вязким или загустевает. Например, ЦИАТИМ-221 загустевает при $t = -60^\circ\text{C}$, а ВНИИ НП-284 — при $t = -110^\circ\text{C}$. Загустевание смазочного материала нарушает нормальную работу механизмов.

Резиновые шайбы, используемые в мягких амортизаторах, при понижении температуры вначале резко увеличивают жесткость, а при $t = -60^\circ\text{C}$ становятся хрупкими.

Подавляющее большинство пластмасс при сильном охлаждении теряют эластичность и становятся хрупкими. Для полимерных материалов опасны резкие изменения температуры, приводящие к их разрушению.

Так как некоторые элементы КА работают в космическом вакууме, они должны удовлетворять требованию стойкости к давлению. Низкое давление сильно влияет в основном на неметаллические материалы. В космическом вакууме происходит сублимация твердых материалов. Наиболее заметно она проявляется у полимерных материалов, резин, различного рода смазок и антифрикционных покрытий, что необходимо учитывать при конструировании узлов с долговременным пребыванием в космосе. Так, обычная резина не пригодна для использования в уплотнительных устройствах КА, поэтому применяется специальная вакуумная резина. В космическом вакууме на поверхностях трения деталей окисные пленки уничтожаются. Трение в большинстве случаев сопровождается ростом коэффициента трения. Возникает опасность схватывания трущихся поверхностей, что вызывает их повреждения — заедание и задиры у зубчатых колес и подшипников скольжения в механических передачах.

Следует отметить, что в условиях невесомости или при весьма низком ускорении свободного падения нежелательно применять жидкую смазку, так как она растекается под действием сил поверхностного натяжения.

Влажность атмосферы вызывает коррозию металлов, разбухание и потерю прочности ряда неметаллов. Для устранения коррозии металлов на ЛА следует проводить специальные мероприятия.

Существуют следующие способы повышения коррозионной стойкости:

- а) применение антикоррозионных материалов (например, нержавеющей стали 12Х18Н10Т);
- б) применение антикоррозионных покрытий (хромирование, анодирование, оксидирование, грунтовка, окраска);
- в) использование специальной обработки для получения менее шероховатой поверхности (шлифование, полирование), не устраняющей коррозию, а лишь замедляющей ее развитие;
- г) покрытие поверхностей смазками, что используется для деталей расположенных внутри корпуса, при работе механизмов, а также для консервации деталей и узлов;
- д) заключение деталей в герметизированные объемы, исключающие попадание влаги внутрь, и др.

Пыль, песок и другие твердые частицы, попадая на детали передаточных механизмов, приводят к существенному увеличению износа трущихся частей. Для устранения абразивного износа передаточных механизмов помещаются внутри корпуса, что исключает попадание абразивных частиц внутрь.

Требование стойкости к химическому воздействию вызвано воздействием агрессивных сред. Трубопроводы должны изготавливаться из коррозионно-стойких материалов, не взаимодействующих с наполняющими их жидкостями. Например, азотная кислота разъедает трубы из обычной стали и не разрушает нержавеющей сталь 12Х18Н10Т.

Требование стойкости к биологическому воздействию определяется тем, что некоторые насекомые и грызуны поедают элементы изделий из органических и изоляционных материалов. Возможно также появление плесени, которая вызывает коррозию металлов и разложение неметаллических материалов.

Радиационное воздействие связано с солнечной активностью и излучением от изотопной и ядерной установок КА. Оно оказывает отрицательное влияние на ряд полимеров, фотоматериалы, кремниевые солнечные батареи.

Остальные воздействия не представляют опасности для механизмов КА, расположенных внутри кабины и отсеков. Основные требования к элементам КА. Одним из важнейших показателей качества, определяющих спрос на проектируемый объект, является его надежность.

При проектировании следует создать конструкцию, обладающую необходимым качеством. Для этого рекомендуется составить список требований к деталям, узлам и механизмам. Реализация этих требований приведет к обеспечению необходимого качества.

Основные требования к механизмам и механическим узлам КА подразделяются на эксплуатационные, производственно-технологические, экономические и антропологические.

К эксплуатационным требованиям относятся требования функционирования, технического обслуживания и ремонта.

Техническое обслуживание — это этап эксплуатации, направленный на поддержание надежности и готовности КА и их элементов. В этот этап входят работы по профилактике, регулированию, смазке и др.

Ремонт — это совокупность технических мероприятий, осуществляемых с целью восстановления работоспособности устройств.

Требования эксплуатации входят в техническое задание (ТЗ), в котором указывается назначение объекта, его состав, структура, особенности и ряд технико-экономических показателей:

- 1) технические характеристики — производительность, надежность, скорость, масса, габариты, КПД, точность;
- 2) энергетические характеристики — мощность, источники питания, напряжение;
- 3) устойчивость к внешним воздействиям;
- 4) стоимость и другие требования.

Отметим одно из противоречий, возникающих в группе эксплуатационных требований: для обеспечения требований технического обслуживания и ремонта необходимо предусмотреть в конструкции подходы к ряду агрегатов и узлов, что можно реализовать путем введения лючков, откидных крышек и т.д. Это приводит к увеличению массы конструкции, что ухудшает технические характеристики КА.

Производственно-технологические требования направлены на создание технологичной конструкции. Технологичной называют такую конструкцию, для создания которой требуются наименьшие затраты времени, труда и средств при заданном объеме выпуска в условиях данного производства. Например, при серийном и массовом производстве более технологична конструкция, процесс изготовления которой позволяет получить форму заготовки, максимально приближенную к форме детали, даже при больших затратах на оснастку.

Рассмотрим примеры взаимодействия между эксплуатационными и производственно-технологическими требованиями.

При повышении точности обработки и уменьшении шероховатости контактирующих поверхностей в подшипнике скольжения увеличивается его долговечность (улучшаются эксплуатационные показатели), но повышаются затраты труда и средств (ухудшаются производственно-технологические показатели). Из этого противоречия следует, что нельзя необоснованно завышать точность обработки этих поверхностей.

Использование в конструкции стандартных деталей упрощает ее монтаж и позволяет автоматизировать изготовление деталей. Улучшаются как эксплуатационные, так и производственно-технологические показатели. Значит, эти требования не противоречат друг другу.

Экономические требования связаны с обеспечением минимальных стоимости изготовления и эксплуатации детали, узла. Уменьшение стоимости связано со снижением затрат материалов, энергии на изготовление и эксплуатацию, с совершенствованием технологии и т.д.

Антропологические требования определяются необходимостью безопасности и комфорта для человека, эксплуатирующего объект, снижения или исключения вредных воздействий на человека и окружающую среду, повышения положительных эмоций.

Важно отметить, что в первую очередь должны быть обеспечены эксплуатационные требования в соответствии с ТЗ. Большое внимание проектировщик должен обращать на производство и сбыт создаваемой продукции. Должны быть увязаны технические и экономические характеристики конструкции с учетом требований потребителя.

Рассмотрим подробнее **эксплуатационные требования**. Они включают показатели назначения, функциональные показатели, надежность, массу, габариты, КПД, точность и др.

Под **показателями назначения** понимают параметры, определяющие технические характеристики объекта проектирования:

- 1) скорость движения транспортной машины или рабочего органа механизма, частоту вращения выходного вала; например, скорость движения планетохода, скорость перемещения штока или частоту вращения вала рулевой машины;
- 2) производительность, время обработки (работы), число операций в единицу времени, время перемещения штока из одного крайнего положения в другое, расход среды;
- 3) мощность, вращающий момент на выходном валу, силу на штоке механизма, грузоподъемность;
- 4) физические и химические параметры (температуру, давление, напряжение, агрессивность окружающей среды и др.), влияющие на интенсивность работы объекта;
- 5) другие показатели, зависящие от назначения объекта проектирования.

Важнейшим показателем механизма (объекта) является **надежность** механизма (системы), которая характеризуется безотказностью, долговечностью, ремонтопригодностью и сохраняемостью.

Свойство безотказности существенно для изделий, отказ которых вызывает катастрофические последствия; например, отказ системы управления ЛА приводит обычно к его гибели. У других объектов (напри-

мер, эксплуатирующихся на земле) после отказа возможно восстановление работоспособности. Следовательно, свойство долговечности охватывает больший период времени работы объекта, чем свойство безотказности. В авиационной промышленности показателями долговечности ЛА являются ресурс и срок службы.

В наиболее ответственных системах (например, жизнеобеспечения, спасения и управления) для повышения надежности используется резервирование. Под резервированием понимают метод повышения надежности путем введения резервных частей, являющихся избыточными по отношению к минимальной функциональной структуре изделия, необходимой и достаточной для выполнения заданных функций. Например, при низкой надежности электродвигателя для повышения надежности электропривода в конструкцию вводят второй (резервный) двигатель. В силовой привод системы управления самолета с передачей винт-гайка скольжения вводят элемент, воспринимающий нагрузку в случае разрушения резьбы.

Для повышения надежности возможно также использование предохранительных устройств, например предохранительных муфт, которые ограничивают вращающий момент, передающийся на последующие звенья передачи.

Надежность детали (элемента) обеспечивается за счет выполнения следующих основных требований: прочности, жесткости, износостойкости, стойкости к вибрации и другим воздействиям.

Достаточно, чтобы для каждой детали выполнялись не все перечисленные требования, а лишь те, которые связаны с ее эксплуатацией. Например, пружина редуктора гидросистемы должна удовлетворять требованиям прочности, жесткости, стойкости к вибрации (не должна входить в резонанс на частоте возбуждения), изменению температуры и химическому воздействию среды, где она находится. Кроме того, если вилки пружины трутся о направляющие элементы, то нужно обеспечить ее износостойкость. Для другой детали — металлической гайки, нагруженной статической силой, — требования сводятся лишь к обеспечению прочности в интервале заданных температур, а при контакте с влагой — к защите от коррозии.

Выполнение требований прочности при статическом, циклическом и ударном нагружении должно исключить возможность разрушения, а также возникновения недопустимых остаточных деформаций.

Требования жесткости к системе, детали или контактной поверхности сводятся к ограничению возникающих под действием нагрузок деформаций, нарушающих работоспособность изделия, а также к недопустимости потери общей и местной устойчивости.

Более подробно прочность и жесткость элементов конструкции рассматривается в разд. 4.3.

Износостойкость существенно влияет на долговечность работы механизмов. Износ является главной причиной выхода из строя машин (до 90%). Ежегодные расходы на обслуживание и восстановительные ремонты некоторых действующих машин превышают стоимость годового выпуска новых машин. Так, стоимость технического обслуживания самолетов превышает стоимость изготовления почти в пять раз. Износ передач обычно приводит к потере точности и увеличению динамических нагрузок, а иногда и к поломкам, особенно при длительной эксплуатации, исключающей техническое обслуживание и ремонты. Так, ресурс механизмов некоторых КА равен 50...100 тысячам часов.

Стойкость к вибрации определяется вибропрочностью и виброустойчивостью.

Массогабаритные показатели особенно важны при создании ЛА. Конструктор должен обеспечить совершенство создаваемого объекта по массе за счет минимальной массы каждой детали ЛА. При выборе конфигурации детали нужно стремиться уменьшить габариты и устранить весь лишний материал за исключением необходимого для обеспечения ее надежной работы. Деталь не должна иметь ни одного грамма избыточной массы.

Обеспечению минимальных массы и габаритов механизма способствует правильный выбор материала, рациональной силовой схемы и формы деталей, применение композитов и т.д.

КПД важен для любых механизмов и особенно тех, в которых строго лимитируется расход энергии, например механизмов КА. Одной из важнейших задач конструктора является обеспечение максимального КПД передачи.

Повысить КПД можно путем перехода к более совершенным типам передач, у которых меньше потери на трение, например заменой передачи винт-гайка скольжения на шариковинтовой механизм (ШВМ).

В механизмах, узлах и деталях ЛА должна быть обеспечена необходимая *точность*. Снижение точности ухудшает характеристики приводов, а завышение увеличивает стоимость конструкции.

При проектировании изделия должны учитываться все перечисленные требования. Те из них, по которым осуществляется оценка объекта проектирования, становятся показателями качества (критериями эффективности). В большинстве случаев задачи проектирования являются многокритериальными. Полное удовлетворение всех требований часто не целесообразно, и поэтому ищут компромиссное решение.

Кроме перечисленных требований при проектировании должны быть сформулированы *критерии развития* — параметры и показатели,

определяющие меру совершенства и прогрессивности технического объекта. С их помощью проводят сравнение с лучшими мировыми достижениями и намечают пути дальнейшего совершенствования объекта.

Глава 2. МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ, УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ЛА

2.1. Проектирование с использованием системного подхода

При проектировании механизмов и узлов современных ЛА необходимо рассматривать их в виде системы, включающей целый комплекс взаимосвязанных элементов. Системный подход позволяет создать более совершенные конструкции и сократить время их разработки. Особенно эффективно его сочетание с применением ЭВМ, что позволяет автоматизировать проектирование и расширить творческие возможности конструктора. Применение системного подхода в процессе обучения способствует приобретению более глубоких знаний, необходимых при разработке современных конструкций.

Системный подход при проектировании базируется на следующих основных принципах:

- 1) изучение объекта как единой целостной системы;
- 2) учет требований и критериев (показателей) качества, которые должны реализоваться при создании конструкции, и переход к оптимальному проектированию;
- 3) иерархическое представление структуры объекта, установление связей и выявление противоречий;
- 4) итерационный характер процесса проектирования;
- 5) изучение предшествующего опыта, учет последовательности развития объекта и результатов, полученных во время экспериментальной отработки и при эксплуатации;
- 6) определение перспектив развития.

Системный подход используется также при автоматизации проектирования.

Конструкция механизма (объекта) рассматривается как совокупность конструкций сборочных единиц, деталей и их элементов, которые находятся в определенной взаимосвязи и обеспечивают необходимое функционирование (рис. 2.1). Низший иерархический уровень конструкции включает поверхности деталей, которые рассматриваются как базовые элементы, не подлежащие дальнейшему делению. Например, для зубчатого колеса такой характерной поверхностью является рабо-

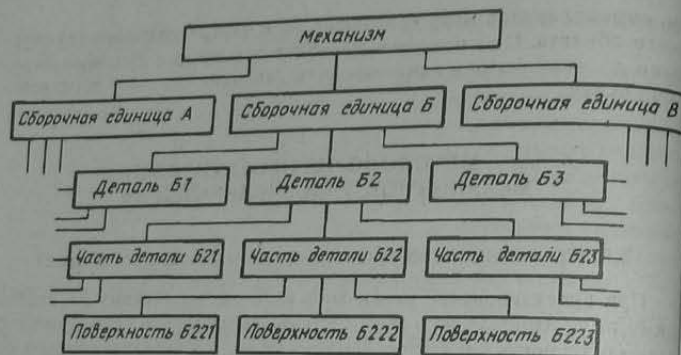


Рис. 2.1

чая поверхность зуба. Следующим уровнем является часть детали и т.д. На более высоком уровне идет формирование конструкции детали, в которую могут входить ее части: зубчатый венец, обод, диск, ступица. Можно в качестве базового элемента использовать и другой объект, например деталь, что реализуется при укрупненном рассмотрении. Использование в схеме декомпозиции — разбивки каждого уровня на ряд составных частей (блоков) — дает возможность раздельного (поблочного) проектирования на каждом уровне. При исследовании системы изучаются связи, целостность системы, иерархичность ее структуры, раскрывается физическая сущность взаимодействия элементов конструкции.

Обычно за основу анализа берут рассмотрение структур с двухуровневой иерархией. Исследуется надсистема, в которую входят рассматриваемый объект и другие системы. При этом изучаются взаимосвязи, условия и ограничения. Также проводится декомпозиция системы на подсистемы. Определяются связи подсистем, взаимодействие между подсистемами, формируются условия и ограничения их функционирования.

При проектировании на различных этапах используются математические (формализуемые), эвристические и экспериментальные методы.

Эвристические методы основаны на подсознательном мышлении и не поддаются алгоритмизации. Они открывают новые пути решения технического объекта и существенно влияют на эффективность разработки решения, анализе результатов, формулировании выводов.

Экспериментальные методы используются при проведении испытаний для подтверждения прогнозируемых теоретических результатов на завершающих стадиях проектирования.

В соответствии с выбранным методом исследования используются математические, эвристические и физические модели.

Одно из современных требований — это интенсификация инженерного творчества, которая реализуется путем использования эвристических и компьютерных поисковых методов конструирования.

Такое условное разделение связано с тем, что с помощью первой группы методов поставленная задача решается без применения ЭВМ, а с помощью второй группы — с использованием ЭВМ. При проектировании также возможно сочетание этих методов.

В настоящее время известно множество различных методов проектирования; например, в работе [11] описано 35 методов.

В отличие от традиционных в современных методах процесс проектирования рассматривают не как «черный ящик», на выходе которого возникает «озарение», помогающее создать принципиально новую конструкцию, а как «прозрачный ящик», позволяющий осознать логический процесс, подпадающий формализации.

Основой новых методов является мыслительная деятельность, предшествующая выполнению чертежей и проектов, систематизация и контроль самого процесса проектирования.

Основная задача методологии заключается в овладении современными методами проектирования, позволяющими создавать совершенные конструкции, соответствующие мировым достижениям в технике.

Инженерное творчество должно включать выявление и формулирование законов строения и развития объектов и использование их при поиске более совершенных технических решений.

Более подробно вопросы использования системного подхода при проектировании и вопросы, связанные с инженерным творчеством, изложены в работах [35, 48, 50].

Рассмотрим один из возможных методов использования в учебном процессе системного подхода при проектировании. Для этого более подробно сформулируем постановку задачи.

1. Исследуется *проблемная ситуация*: определяется, в чем она заключается, какую потребность нужно удовлетворить и что мешает ее реализации. Обосновывается необходимость разработки объекта и ее цель.

2. Дается описание назначения (функции) и условий функционирования изделия, включающее качественную и количественную характеристики. Например, рулевая машинка поворачивает (*действие*) руль направления (*объект*) на угол $\pm 30^\circ$ с вращающим моментом 100 Н·м

(условие). Составляется исходный вариант технического задания, включающего назначение, технико-экономические показатели и список других требований.

3. Проводятся патентные исследования, находится аналог, имеющий сходную техническую сущность, и оценивается достигаемый результат. На основе проведенного анализа возможен вывод, что нет необходимости в новой разработке и целесообразно использовать существующий объект. Выбранный прототип может иметь ряд недостатков, поэтому целесообразно подобрать дополнительные аналоги, имеющие существенные достоинства на уровне лучших мировых достижений.

Возможна также разработка изделий, не имеющих прототипов. В этом случае нужны новые технические решения.

Подробнее рассмотрим один из возможных вариантов проектирования объекта при наличии одного или нескольких прототипов.

Для каждого прототипа составляется *список недостатков*, который включает: факторы, препятствующие или осложняющие использование прототипа; функции и показатели, требующие изменения; параметры, не соответствующие ТЗ; несовершенные конструкторские решения и т.д.

На основании анализа списка недостатков устанавливаются наиболее важные позиции и порядок их устранения. Разрабатываются *критерии развития объекта*, включающие направления его совершенствования, связанные с реализацией основных требований и устранением недостатков.

Рассмотрим пример. Требуется спроектировать редуктор, устанавливаемый на КА для наведения солнечных батарей. Ресурс разрабатываемого редуктора — 10 000 часов.

В качестве прототипа используем трехступенчатый цилиндрический редуктор аналогичного назначения с двигателем постоянного тока. Ресурс этого электропривода равен 100 часам.

Список возможных недостатков прототипа для сформулированной задачи:

1. Отсутствие смазки в передачах и подшипниках при длительной работе.
 2. Увеличение износа в передачах и других элементах редуктора, что может привести к увеличению нагрузок и поломке зубьев, валов и т.д.
 3. Увеличение износа, приводящее к потере точности редуктора.
 4. Возможность отказа двигателя постоянного тока при длительной эксплуатации в космическом вакууме.
- Устранять эти недостатки необходимо в следующем порядке: 4, 2, 1, 3. Для обеспечения эксплуатационных требований необходимо обяза-

тельно устранить 4-й и 2-й недостатки, так как отказ двигателя или редуктора приведет к нарушению штатной работы объекта и срыву выполнения заданной программы.

Третий недостаток можно не устранять, потому что при наведении солнечных батарей высокая точность не требуется. Отсутствие смазки (1-й недостаток) хотя и непосредственно не нарушает работы редуктора, но может привести к существенному увеличению износа.

Выявленные недостатки и имеющиеся достоинства позволяют конструктору предварительно сформулировать стоящую перед ним задачу. Далее производится анализ по ее уточнению.

Рассматривается *надсистема*, включающая объект. Проводится декомпозиция надсистемы и описывается назначение (функции) ее элементов, находящихся на одном иерархическом уровне с объектом.

Устанавливаются связи и накладываются ограничения на взаимодействие рассматриваемой системы с надсистемой и на отсутствие помех со стороны надсистемы к внесению изменений. Оценивается возможность и целесообразность частичной или полной передачи функций рассматриваемой системы смежной.

С целью изучения функциональной структуры системы (прототипа) проводится ее декомпозиция и составляется описание назначений всех ее подсистем. Проводится анализ функциональной структуры с целью ее совершенствования, а при возможности и структурная оптимизация. Ввиду сложности последней обычно ограничиваются поиском рациональной структуры.

При *проведении анализа* решается вопрос, какие новые элементы нужно ввести в структуру или исключить для устранения недостатков системы (объекта), и определяется необходимость разделения элемента, выполняющего несколько функций, на ряд элементов или, наоборот, их объединения.

Поясним проведение анализа на примере цилиндрического редуктора. Его надсистемой является электропривод органов управления ЛА. Проведя декомпозицию привода (надсистемы), выделим системы: двигатель постоянного тока и цилиндрический редуктор. Назначение двигателя — преобразование электрической энергии в механическую, а редуктора — снижение частоты вращения и увеличение вращающего момента.

Одним из недостатков рассматриваемой системы являются большие нагрузки на ее элементы, что связано со значительным увеличением вращающего момента при включении двигателя постоянного тока. Устранить этот недостаток возможно с помощью замены двигателя или совершенствования редуктора. Первое обычно трудно реализовать, поэтому перейдем к рассмотрению задачи совершенствования редуктора.

Улучшить функциональную структуру редуктора можно за счет введения нового элемента, выполняющего роль предохранительного устройства. В качестве последнего используется фрикционная муфта, которая допускает лишь незначительное увеличение вращающего момента, нагружающего редуктор.

После внесения изменений проводится анализ: выясняется, устраивали ли новые решения выявленные недостатки и какие противоречия связаны с заменой, и оценивается целесообразность их реализации.

В рассматриваемом электроприводе отмеченный недостаток устранен, но возникают противоречия: усложнение редуктора, увеличение стоимости и, возможно, увеличение массы за счет введения муфты, хотя из-за уменьшения вращающего момента массу элементов редуктора можно уменьшить. Оценка целесообразности реализации осуществляется в соответствии с выбранными критериями.

Дальнейший анализ связан с выявлением недостатков в элементе редуктора (после декомпозиции системы), оценкой возможности их устранения, установлением связей, ограничений и выявлением противоречий.

Например, если недостатком является наличие в направленных антеннах помех от деформации ее элементов, то для устранения перемещений требуется увеличить их жесткость. Противоречие заключается в том, что это приведет к увеличению их массы и стоимости.

На основании проведенного анализа недостатков прототипов уточняются требования к создаваемому объекту. При этом в случае необходимости возможно уточнение в выборе прототипов — их исключение и дополнение.

После уточнения постановки задачи переходят к конструированию, которое включает разработку эскизного проекта на миллиметровке. Работа над чертежом сочетается с выполнением проекторочных расчетов. Для создания более совершенной конструкции проводят параметрическую однокритериальную или многокритериальную оптимизацию в соответствии с установленными критериями или выбирают из ряда рассматриваемых вариантов наилучший. Например, при проектировании многоступенчатой цилиндрической передачи определяют оптимальную разбивку общего передаточного числа по ступеням.

При выполнении сборочного чертежа объекта производится увязка геометрических характеристик деталей создаваемого объекта, что приводит к установлению геометрических связей и ограничений при выборе формы элементов.

При разработке проекта необходимо анализировать, как удовлетворяются сформулированные требования и устраняются отмеченные недостатки. Так, удовлетворение требований прочности и жесткости под-

тверждается проведением проверочных расчетов силовых деталей. По результатам последних вносятся необходимые уточнения в эскизный проект.

Использование системного подхода при выборе материала и формы детали рассмотрено в разд. 7.2.

С учетом необходимых уточнений на основании анализа эскизного проекта и проверочных расчетов выполняется технический проект. Подробнее это описано в разд. 6.3, 6.4 и работах [15, 39].

Для интенсификации процесса проектирования целесообразно также использовать ряд методов инженерного творчества.

2.2. Методы инженерного творчества

Задачами технического творчества являются такие, которые традиционно решаются методом «проб и ошибок». Более эффективны для их решения эвристические методы: мозговой атаки, морфологического анализа, эвристических приемов, контрольных вопросов и др. Кратко остановимся лишь на тех, которые наиболее эффективно можно использовать в учебном процессе при анализе механизмов и узлов.

Метод прямой мозговой атаки был предложен А. Осборном (США). Он заключается в следующем. Группа людей может высказать намного больше идей для решения задачи (проблемной ситуации) по конструкции, чем каждый из них, работая поодиночке.

При постановке задачи четко формулируется, что требуется получить и что мешает достижению цели. Часто создают творческую группу из людей, быстро генерирующих идеи. Во время проведения сеанса один из участников должен фиксировать идеи. При этом нужно с должным уважением относиться ко всем предложениям, даже к тем, которые вначале могут показаться нелепыми. После сеанса проводится обсуждение предложенных идей, редактирование и оформление списка предложений.

Метод мозговой атаки дает хорошие результаты при рассмотрении аварийными комиссиями летных происшествий.

Более результативно используется с начинающими конструкторами *метод обратной мозговой атаки*, который заключается в определении недостатков предложенной конструкции с последующим переходом к более совершенной или принципиально новой конструкции. Цель этого метода — составление наиболее полного списка недостатков.

Вначале формулируется задача: дается описание конструкции и требуемого решения, а также информация о недостатках и особо важных направлениях их устранения.

В результате обсуждения наряду с указанными недостатками выявляются ранее не обнаруженные недостатки и те, которые могут возникнуть при эксплуатации и дальнейшем развитии с перспективой на 10–20 лет. Высказанные замечания фиксируются, и в результате составляется список недостатков. Одновременно нужно выяснить и причины возникновения. При этом выявляются недостатки, которые могут возникнуть в будущем при эксплуатации, совершенствовании конструкции и т.д. Недостатки целесообразно группировать по ряду признаков, связанных с эксплуатационными, конструкторскими и производственными технологическими требованиями, конструкторскими ошибками и т.д. После составления списка недостатков проводится их анализ и обсуждается, какие мероприятия нужно провести для их устранения.

Систематизированный поиск технического решения при создании более совершенной конструкции может осуществляться с помощью метода эвристических приемов. В табл. 2.1 приведены группы эвристических приемов из межотраслевого фонда [35].

Таблица 2.1

Номер группы	Наименование группы
1	Преобразование формы
2	Преобразование структуры
3	Преобразование в пространстве
4	Преобразование во времени
5	Преобразование движения и силы
6	Преобразование материала и вещества
7	Прием дифференциации
8	Количественные изменения
9	Использование профилактических мер
10	Использование резервов
11	Преобразование по аналогии
12	Повышение технологичности

В каждой группе содержится от 8 до 23 приемов преобразования объекта. Рассмотрим возможность применения некоторых из них при проектировании ЛА.

Изменение формы (группа 1) может быть связано с заменой сплошного вала полым, что обеспечивает снижение его массы. Замена в конструкции деталей резких переходов более плавными приводит к увеличению их долговечности при циклическом нагружении.

Примером замены связи между элементами (группа 2) при разработке стыковочных устройств КА была проработка возможности их соединения гибкой связью, которая в дальнейшем заменялась жесткой (из-за трудности управления двумя кораблями с гибкой связью).

Ко второй группе приемов относится использование блочного принципа (принципа агрегатирования) в том случае, когда отдельные элементы конструкции объединяются в блок, что значительно облегчает выполнение ремонта, особенно снаружи КА при выходе космонавтов из корабля.

На КА широко используются раздвижные, раскладные, сборные, надувные и другие конструкции (группа 2), обеспечивающие значительное уменьшение габаритных размеров в нерабочем состоянии, например расположенные под головным обтекателем раскрывающиеся антенны. Ко второй группе приемов также относится преобразование двухступенчатой цилиндрической передачи развернутого типа в соосную при заданном в ТЗ общем передаточном отношении.

К третьей группе относится прием объединения отдельных объектов (элементов) не по развернутой схеме, а с размещением одного внутри другого по принципу «матрешки», например расположение привода у колеса лунохода внутри обода колеса.

Примером четвертой группы является переход от последовательного выполнения операций к параллельному.

Преобразование движения и силы (группа 5) может быть реализовано заменой трения скольжения трением качения (переход от подшипников скольжения к подшипникам качения), заменой изгиба растяжением или сжатием.

Преобразование материала и вещества (группа 6) может включать упрочнение поверхности детали (например, рабочей поверхности зубьев колес редукторов), использование композиционных материалов, выбор материалов, снижающих отходы при изготовлении деталей (замена деталей, изготавливаемых механической обработкой, литыми), унификация материала.

Прием дифференциации (группа 7) используется при замене одноточечных передач многоточечными.

Количественные изменения (группа 8) могут быть связаны с резким изменением параметров, увеличением числа одинаковых объектов, изменением габаритов и т.д.

Весьма важно в конструкциях проведение профилактических мер (группа 9), к которым относится применение дублирующих элементов. Например, в приводах для повышения надежности устанавливают вместо одного два электродвигателя, применяют предохранительные устройства, например фрикционные муфты.

Изолирование объектов от внешней среды с помощью оболочек капсул (группа 9) применяется в тех блоках КА, где располагаются коммонуаты и аппарата.

Использование резервов (группа 10) включает переход к устройству с более высоким КПД, например замену передачи винт-гайка скольжения на шариковинтовой механизм.

К одиннадцатой группе относится применение решения, аналогичного имеющемуся в неживой природе или у живых организмов. Например, структура манипуляторов многопалубных кораблей «Спейс Шаттл» аналогична руке человека.

Необходимо обратить внимание на приемы, связанные с повышением технологичности (группа 12), что существенно влияет на себестоимость изделия. Эти приемы заключаются в упрощении формы и конструкции детали, замене механической обработки обработкой без снятия стружки, исключении пригоночных работ, унификации конструкций форм, размеров деталей, использовании стандартных элементов и т.д.

Использование рассмотренных приемов позволяет решить поставленную задачу проектирования и улучшить качество конструкции.

Конструктивные решения, связанные с использованием этих приемов, приведены в гл. 4 и 5. Принадлежность их к указанным в таблицах группам следует определить самостоятельно.

Методом инженерного творчества является также *метод контрольных вопросов*, в котором проводится системный анализ конструкции в процессе ответов на поставленные вопросы. Этот метод целесообразно использовать при анализе конструкций механизмов вместе с приведенным ранее при проектировании по прототипу, так как он позволяет более полно охватить элементы конструирования, выявить недостатки и получить оптимальный вариант механизма.

При анализе конструкции механизма можно использовать следующие контрольные вопросы:

1. Перечислить основные качества прототипа.
2. Выделить главные и второстепенные качества прототипа, требующие улучшения.
3. Определить недостатки рассматриваемых конструктивных решений.
4. Найти противоречия в конструкции прототипа.
5. Дать новые предложения, альтернативные решения.
6. Проанализировать, изменяя ли новые предложения основные качества и устраняют ли недостатки.
7. Выявить, какие противоречия связаны с заменой прототипа на альтернативный вариант.

8. Выбрать критерий, сравнить прототип и новые предложения и найти оптимальное решение.

9. Постоянно и везде думать о проблеме.

Рассмотрим применение метода контрольных вопросов при проектировании механизма привода органов управления ЛА (рис. 2.2, а). Для этого сформулируем ответы на контрольные вопросы.

1. Основные качества, необходимые механизму, — надежность, минимальные масса и габариты, высокий КПД, точность, технологичность.

2. Главные качества механизма — надежность, масса, КПД.

3. Основные недостатки — низкий КПД, так как в механизме используется однозаходная передача винт-гайка скольжения (КПД $\eta < 0,5$); невысокая надежность, связанная с износом в передаче винт-гайка скольжения.

4. Противоречие заключается в следующем: можно повысить КПД механизма, увеличивая шаг и число заходов ходового винта, но для сохранения скорости перемещения гайки придется увеличить передаточное отношение цилиндрической передачи. Последнее вызовет увеличение массы и габаритов зубчатой передачи.

5. Новое предложение — заменить передачу винт-гайка скольжения на ШВМ (рис. 2.2, б).

6. Указанная замена приведет к следующим изменениям основных качеств: увеличению КПД передачи винт-гайка (КПД ШВМ $\eta \sim 0,85$); повышению надежности, так как у ШВМ износ меньше. Отмеченные недостатки устраняются.

7. Противоречия, связанные с заменой: большая сложность и трудоемкость изготовления и сборки ШВМ по сравнению с передачей винт-гайка скольжения; возможность увеличения массы ШВМ по сравнению с массой передачи винт-гайка скольжения.

Однако второе противоречие в ряде случаев можно устранить за счет перехода к менее мощному электродвигателю меньшей массы и уменьшения массы источников энергии, установленных на ЛА.

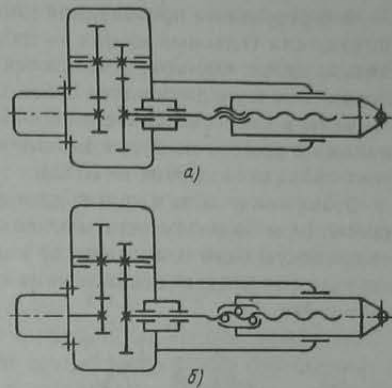


Рис. 2.2

8. В результате проведенной замены улучшаются эксплуатационные показатели (главные из них — надежность и КПД), но может увеличиться масса. Однако ухудшаются производственно-технологические показатели и увеличивается себестоимость.

Если в качестве критериев выберем надежность и КПД, то оптимальным решением будет замена в конструкции механизма передачи винт-гайка скольжения на ШВМ.

Возможен анализ и других альтернативных решений, среди которых замена (при большом передаточном числе) цилиндрической передачи на волновую (или планетарную) или замена в исходном варианте двух передач (цилиндрической и винт-гайка) на одну волновую передачу винт-гайка.

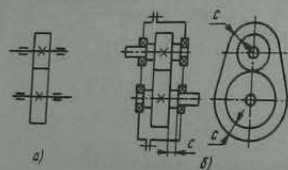


Рис. 2.3

Метод контрольных вопросов используется также для анализа сборочной единицы — корпуса редуктора одноступенчатой цилиндрической зубчатой передачи (рис. 2.3, а). Рассмотрим его подробнее.

1. Каково назначение корпуса?

О т в е т. Назначение корпуса — обеспечение правильного взаимного расположения деталей механизма.

восприятие нагрузок, возникающих при его работе, защита от воздействия факторов внешней среды и утечки смазки наружу. Корпус является базовым элементом конструкции.

2. Какова компоновка редуктора с заданной кинематической схемой?

О т в е т. Схема разработанной компоновки редуктора (с подшипниками со встроенными уплотнениями) приведена на рис. 2.3, б.

3. Что является надсистемой, если за систему принять корпус?

О т в е т. Надсистемой является одноступенчатый цилиндрический редуктор.

4. Какие основные сборочные единицы и детали входят в надсистему и каково их назначение?

О т в е т. Проведя декомпозицию надсистемы, выделим следующие элементы: зубчатые колеса, валы, подшипники, корпус, крышки и соединения. Зубчатые колеса предназначены для передачи энергии и преобразования вращающего момента и частоты вращения. Валы передают вращающие моменты и фиксируют положение колес. Подшипники поддерживают валы, а корпусные детали фиксируют положение подшипников с помощью крышек. Соединения используются, напри-

мер, для крепления крышек на основании и корпусе, соединения валов со ступицами зубчатых колес и т.д.

5. Какие элементы (подсистемы) входят в корпус (систему), каковы их назначение и особенности?

О т в е т. Корпус состоит из следующих подсистем: основания, крышки и соединений. В соответствии с правилами конструирования, сложные литые детали расчленяют на элементы. Так, корпус делится на две основные части (корпус и крышку) для удобства литья и сборки. Основание и крышка корпуса состоят из следующих элементов: стенок, ребер, бобышек, фланцев и др. Они обеспечивают прочность, жесткость, герметичность корпуса и являются базой для установки сопряженных элементов и крепежных деталей.

6. Каковы основные требования к корпусу и как они обеспечиваются?

О т в е т. Основные требования: эксплуатационные (обеспечение функционирования редуктора без заклинивания и заедания, высокая надежность, минимальные масса и габариты, необходимая точность), производственно-технологические, экономические и антропологические.

Надежность корпуса обеспечивается прочностью, жесткостью, долговечностью и стойкостью к различным воздействиям. Прочность определяется рациональным выбором силовой схемы и размерами элементов корпуса. Отсутствие необходимой жесткости у корпуса может вызвать недопустимые деформации, а также потерю местной устойчивости его элементов, что приводит к нарушению функционирования механизма.

Так как на активном участке полета ЛА возникает существенная вибрация, то может быть актуальна и проблема долговечности, связанная с усталостной прочностью. У одноразовых носителей и космических аппаратов активные участки кратковременны и усталостное разрушение не возникает. На долговечность также влияет герметизация корпуса, нарушение которой приводит к попаданию грязи внутрь. Это вызывает износ деталей и снижает их долговечность.

Минимальная масса достигается при разработке рациональной конструкции, в которой каждый элемент имеет оптимальную форму и минимальную толщину стенок, а также при правильном выборе материала. Однако уменьшение толщины стенок может привести к снижению прочности и жесткости, что является противоречием.

Высокая точность изготовления требуется на главных элементах низшего уровня — поверхностях, фиксирующих положение подшипников. Для элементов корпуса (основания и крышки) также важна точная фиксация их взаимного положения. Увеличение точности центрирования подшипников приводит, с одной стороны, к увеличению долговеч-

ности, что улучшает эксплуатационные показатели, а с другой стороны, к ужесточению производственно-технологических требований, повышению стоимости изготовления корпуса.

7. Где делается разъем корпуса?

О т в е т. Обычно в механизмах ЛА разъем расположен перпендикулярно к оси валов (см. рис. 2.3, б). В машиностроении разъем обычно делается в плоскости осей валов, что приводит к увеличению габаритов и массы корпуса, но облегчает технологию изготовления и сборки.

8. Как выбирают форму и размеры корпуса передачи?

О т в е т. Определяют необходимое расстояние между осями зубчатых колес. Размеры последних должны быть определены из расчетов. Для нахождения расстояния s от стенок можно использовать формулу $s = (0,5 \dots 1) (\sqrt[3]{a_{\max}} + 2)$ или брать размер s соответствующего прототипа.

После того как форма и размеры колес, подшипников, валов и других деталей определены и нанесены на эскизе, выбирают форму корпуса, учитывая зазор c .

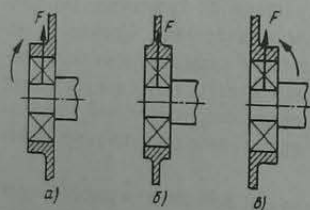


Рис. 2.4

При конструировании боковых стенок корпуса следует определить их расположение относительно подшипника (рис. 2.4). Для получения минимальной массы корпуса (конструкции с минимальной поверхностью стенок) нужно стенки располагать, как показано на рис. 2.4, а, но в этом случае она будет дополнительно нагружаться изгибающим моментом от силы F , что может вызвать ее большую деформацию.

При малых нагрузках в малоомощных редукторах это не опасно. Наихудший вариант расположения стенки (рис. 2.4, в) приводит к наибольшей массе (наибольшая поверхность стенок корпуса); в этом случае стенка также нагружается от силы F изгибающим моментом. При больших мощностях лучшей является конструкция, при которой сила F от подшипникового узла действует в плоскости стенок (рис. 2.4, б). Можно использовать и другие варианты, вводя дополнительные ребра жесткости.

Корпус должен плавно с зазором c охватывать входящие в редуктор детали (см. рис. 2.3, б).

9. Как выбирают толщину стенки корпуса?

О т в е т. Для малоомощных редукторов при $W \leq 0,5$ кВт выбирают стенку минимальной толщины в зависимости от технологии изготовления.

Так, в литых конструкциях при условии хорошего заполнения формы жидким металлом делают толщину стенки не более 1,5... 3 мм в зависимости от материала и способа литья, а в конструкциях, изготавливаемых механической обработкой, — 2...3 мм.

Для мощных редукторов толщину стенки выбирают так, чтобы она обеспечивала необходимую прочность и жесткость конструкции.

10. Какие материалы используются для изготовления корпуса и какая термообработка должна применяться?

О т в е т. Для литых корпусов обычно используются алюминиевые (АЛ2, АЛ4, АЛ9, АЛ34) и магниевые (МЛ5) сплавы, а для корпусов, изготавливаемых механической обработкой, — сплавы АМгб, Д16Т.

Все эти сплавы хорошо обрабатываются, а сплавы АЛ9 и АМгб еще и хорошо свариваются. Магниевые сплавы более чувствительны к концентрации напряжений и имеют низкую стойкость к коррозии.

Термообработка алюминиевых сплавов может включать закалку, отжиг, старение (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Марка сплава	Обозначение термообработки	σ_B , МПа	НВ (не менее)
АЛ2	T2	160	55
АЛ4	T6	260	77
АЛ9	T4	200	60
АЛ34	T5	294	83
АМгб	M	314	65
Д16	T	392	85
МЛ5	T4	250	75

В технических требованиях на чертеже детали записывают: «Термообработка T..., НВ ...».

Учитывая, что минимальная толщина стенки корпуса, которую можно изготовить, примерно одинакова, для корпусов редукторов малой мощности используют материалы с малой плотностью, т.е. алюминиевые и магниевые сплавы. Такие корпуса из стали не изготавливаются, так как в этом случае их массы увеличиваются в 2,8 раза по сравнению с алюминиевыми сплавами и в 4,3 раза по сравнению с магниевым сплавом.

Использование магниевых сплавов ограничивается их склонностью к трещинообразованию, трудностью их защиты от коррозии и меньшей жесткостью.

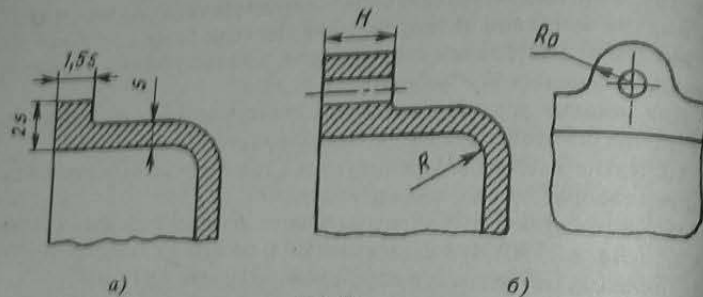


Рис. 2.5

11. Какая конструкция корпуса у стыковочной плоскости?

О т в е т. В месте стыковочной плоскости корпуса для увеличения жесткости, улучшения герметизации и повышения равномерности застывания у литых конструкций делается отбортовка. Рекомендуется брать размеры, приведенные на рис. 2.5, а.

12. Какие минимальные радиусы нужно предусматривать на переходных участках литого корпуса?

О т в е т. Не менее $R = (1,5 \dots 2) s$ (рис. 2.5, б).

13. Как фиксируется и крепится крышка на основании?

О т в е т. При фиксации крышки на корпус основания редуктора (или соединении двух половин корпуса) должно быть обеспечено их точное взаимное положение, что достигается за счет установки двух штифтов. При больших нагрузках, действующих на стык, обычно ставятся призонные болты. При малых нагрузках и наличии штифтов крышка на корпусе крепится с помощью болтов или шпилек, установленных с зазором. В местах установки шпилек, болтов и штифтов снизу корпуса в литых конструкциях делают специальные приливы (см. рис. 2.5, б). Если их делать внутри, то увеличивается площадь поверхности стенок и соответственно масса корпуса и усложняется отливка.

Высота прилива H должна быть несколько больше глубины завертывания крепежных резьбовых деталей. Для цветных сплавов $H \geq 2,5d$ (d — диаметр винта), а для крышки $H_k \geq 1,5d$.

Для штифтов в корпусе $H = (2,5 \dots 3) d_{ш}$ ($d_{ш}$ — диаметр штифта), а для штифтов в крышке $H_k = (1,5 \dots 2,5) d_{ш}$.

Следует отметить, что крепление с помощью шпилек предпочтительнее, так как возможны многочисленные разборки и сборки корпусов из цветных сплавов, что не допускается при использовании винтов.

так как резьбовое соединение разбалтывается и становится ненадежным.

14. Какие допуски и посадки используются для установки штифтов?

О т в е т. Для возможности установки и снятия крышки с корпуса используется система вала и посадки в корпусе $R8/h8$, в крышке $H8/h8$, при допуске штифта $h8$. Допуски на диаметр цилиндрического штифта по ГОСТ 3128-70 — $h8$, $u8$, $n6$, ($h11$).

15. Как выбирают допуски для осей отверстий при установке болтов с зазором?

О т в е т. Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей определяются по ГОСТ 14140-81 (разд. 3.3).

16. Какой способ получения заготовки нужно использовать для изготовления корпуса?

Литье является одним из самых прогрессивных способов изготовления фасонных деталей. Этот способ позволяет получить детали сложной конфигурации, невыполнимые другими способами формообразования. При крупносерийном производстве литейный процесс — производительный и недорогой. Кроме того, литье позволяет получить заготовку, максимально приближенную к форме детали, что сокращает объем механической обработки и повышает КИМ.

При мелкосерийном производстве (например, для механизмов КА) изготавливать корпус литьем экономически не целесообразно. В этом случае стоимость корпусов будет ниже при изготовлении с помощью механической обработки из плит или поковок на станках с ЧПУ или сваркой из листов.

Функционально-стоимостной анализ (ФСА) также является одним из методов инженерного творчества. При проведении ФСА определяют функции (назначение) каждого элемента изделия и оценивают стоимость. Выявляют ненужные функции, требующие дорогостоящей реализации, а затем исключают или замещают их наиболее рациональными.

ФСА широко применяется за рубежом, особенно в Японии.

ФСА проводится в несколько этапов:

1. Подготовительный этап включает определение целей и составление ТЗ на проведение ФСА.

2. Информационно-аналитический этап охватывает сбор и изучение информации по конструкции технического объекта (ТО) и затратам, анализ и классификацию функций, определение и сравнение стоимостей функций, выявление зон наибольшего сосредоточения затрат, постановку задач поиска более рациональных (оптимальных) решений.

3. Поисково-исследовательский этап заключается в поиске более совершенных технических решений; проводится их расчет, оптимизация параметров и выбор наилучшего варианта.

4. Разработка и внедрение результатов ФСА включает подготовку конструкторско-технологической документации и проведение работ по реализации предложений.

Функции ТО делятся на четыре группы: главные, основные, вспомогательные и ненужные.

Главные функции выполняют главные элементы. Это рабочие органы, взаимодействующие с предметом обработки, окружающей средой или связанные с назначением изделия (ковш экскаватора, перо ручки, поршни и цилиндры двигателя внутреннего сгорания, зубчатые колеса редукторов).

Основные функции связаны с элементами, непосредственно обеспечивающими работу главных элементов. При исключении основной функции главная функция не может быть реализована.

Вспомогательные функции выполняют элементы, которые делают реализацию главной или основной функции более эффективной. При исключении вспомогательной функции работоспособность технического объекта сохраняется, но ухудшаются показатели качества.

Ненужные функции выполняют элементы, которые не играют существенной роли в обеспечении работоспособности ТО и повышении его качества.

Например, у редуктора главная функция — преобразование параметров движения, а основная — непрерывность передачи энергии от входа к выходу при работе; вспомогательная — уменьшение трения, а ненужная — оформление внешнего красивого вида для ряда изделий.

С точки зрения потребителя последняя функция также может быть важной, так как отсутствие должного оформления может снизить его конкурентоспособность.

2.3. Понятие об автоматизированном проектировании

Развитие авиационной и космической техники сопровождается усложнением всех систем самолетов, КА и их элементов. Возрастает трудоемкость создания современных ЛА при одновременном повышении требований к их качеству, эффективности, сокращению сроков разработки и промышленного освоения. Выполнение этого комплекса задач базируется на широком внедрении в проектирование вычислительной техники. Основное направление — создание систем автоматизированного проектирования (САПР).

Использование САПР сокращает сроки проектирования и доводки самолета в 2—3 раза. Так, с помощью специальной САПР, разработанной американской фирмой «Локхид», компоновочные чертежи небольшой сложности выполняются в 10—13 раз быстрее, а детализованные чертежи — в 10—17 раз. На американской фирме «Боинг» автоматизированное проектирование составляет более 60% общего объема работ.

При традиционных методах работы только 10...20% затраченного времени занимает творческая работа проектировщика, а 80...90% — поиск нужной информации, вычисления, оформление документации. При автоматизированном проектировании (АП) эта часть работы выполняется ЭВМ, причем намного быстрее и качественнее. Целесообразно следовать следующему правилу: всю рутинную работу должна выполнять ЭВМ, а творческую — конструктор. Однако это требует более высокой квалификации проектировщика [32].

Использование САПР позволяет исключить субъективизм при принятии решений и реализовать выбор оптимального варианта конструкции.

САПР — это организационно-техническая система, состоящая из комплекса средств автоматизации проектирования, взаимосвязанного с подразделениями проектной организации, и выполняющая автоматизированное проектирование.

Одновременно с САПР развивается автоматизация проектирования технологических процессов, а также разработка управляющих программ для оборудования с числовым программным управлением (ЧПУ).

В настоящее время осуществляется переход к эксплуатации интегрированных систем автоматизации проектирования и производства (САПП). Такие системы используются, например, на фирме «Боинг». Решение о применении таких систем принимается в результате оценки по критерию «стоимость — эффективность».

Развитие САПР и САПП связано с успехами в области искусственного интеллекта и построения его математической модели. Основные методы применения искусственного интеллекта в САПР и САПП: автоматизация логического вывода, представление знаний, правила и методы, обучение, поиск. Эти методы позволяют оценить любую инженерную разработку до того, как на выполнение проекта будут затрачены труд и средства.

Современные методы проектирования, ориентированные на широкое применение ЭВМ, требуют привлечения человека при решении наиболее сложных творческих задач. Например, конструктор выбирает одно из направлений решения задачи, принципиальные схемы. Такой подход называется эргатичностью — разумным сочетанием формализованных (машинных) и неформализованных (человеческих) процедур

в процессе проектирования. Подобное сочетание необходимо и при использовании ЭВМ в учебном процессе, что нужно учитывать при разработке методического и программного обеспечения. Для того чтобы студент при проектировании с использованием ЭВМ не упускал физическую сущность проводимых работ и процесс проектирования не воспринимал как «черный ящик», можно осуществить замену «черного ящика» на «прозрачный», вводя в протокол диалога процесса АП ряд вопросов, связанных с проведением расчетов и воспроизведением конструкции, а также с предварительным опросом, реализуемым ЭВМ до начала счета.

Разработка автоматизированного проектирования требует использования системного подхода. Составной частью последнего является разработка структуры системы, рассматриваемого изделия, что связано с классификацией. Под классификацией понимают процесс распределения множества систем и их элементов на элементы в соответствии с установленными признаками их сходства. Далее необходима стандартизация элементов при проведении моделирования. Использование стандартных моделей обеспечивает обмен между различными системами объединенными сетью связи.

Классификация деталей механизмов ЛА приведена в разд. 1.2. В соответствии с классификацией по назначению в курсе «Детали машин» обычно отдельно рассматривают каждый элемент механизма, особенности его конструирования и расчета, что используется при разработке методического и программного обеспечения.

Задачи конструирования включают геометрическое проектирование и синтез, топологическое проектирование.

Геометрическое проектирование основано на геометрическом моделировании и синтезе. При геометрическом моделировании используются примитивы: точки, прямые, окружности, символы и др.

Синтез применяется при формировании детали из примитивов и при выборе их рациональной формы.

При топологическом проектировании выполняются компоновка, размещение и трассировка. Компоновка включает создание объектов высшего уровня из элементов низшего иерархического уровня. Размещение и трассировка связаны с размещением в объеме ряда деталей и сборочных единиц и определением геометрии их соединения, например, при разработке кинематических схем механизмов и машин.

Задача компоновки может решаться при проектировании механизмов или узла из стандартных или унифицированных деталей и сборочных единиц. При этом выбирают рациональную структуру механизма на основании заданных критериев. Обычно рассматривается многокритериальная задача. Этот процесс может быть полностью автоматизирован

при наличии схем компоновок, деталей и сборочных единиц в библиотеках ЭВМ. При отсутствии в библиотеке компоновок, удовлетворяющих условиям ТЗ, возможен синтез новых компоновок.

При решении задач компоновки и размещения используются комбинаторные алгоритмы: переборные, последовательные, итерационные, смешанные и эвристические. Перебор целесообразно осуществлять при множествах малой мощности. При большой размерности используются приближенные алгоритмы [43].

Геометрическое моделирование детали связано с макрогеометрией (параметрами, определяющими форму и положение в пространстве). Оно должно включать определение объема, площади, моментов инерции, центра масс.

Геометрическая модель — совокупность сведений, однозначно определяющих форму детали или другого объекта. Эта модель используется при решении геометрических задач, вводе графической информации и оформлении конструкторской документации.

При АП также осуществляется и математическое описание конструкции, в соответствии с системным подходом строится иерархия их математических моделей.

Математическое моделирование деталей проводится на основании алгебраических и дифференциальных уравнений. Наиболее распространено решение дифференциальных уравнений с частными производными методами конечных элементов или конечных разностей. В результате решений уравнений определяют напряжения и перемещения элементов детали под воздействием различных нагрузок, например силовых, вибрационных, тепловых. Так, при создании силовых деталей решается задача обеспечения их прочности, а при необходимости — жесткости и других параметров.

При использовании АП должна создаваться более совершенная конструкция, что реализуется оптимизацией ее по одному или нескольким критериям. Для механизмов ЛА критериями эффективности конструкции могут являться высокая надежность, минимальные массогабаритные характеристики, стоимость, наибольший КПД, высокая точность.

Различают два направления оптимизации механизмов: структурное, включающее оптимизацию структуры, и параметрическое, обеспечивающее оптимальные параметры элементов заданной структуры.

Структурная оптимизация механизма может выполняться при синтезе схемы компоновки. Однако чаще выбирается рациональная схема на основании анализа по заданным критериям различных типов редукторов, например многоступенчатого цилиндрического, планетарного, волнового, комбинированного.

При оптимизации используются исходные данные, ограничения управляющие параметры — варьируемые параметры, существенно влияющие на показатели качества. При параметрической оптимизации управляющими параметрами зубчатых колес могут быть: распределение передаточных отношений по ступеням, относительная ширина зубчатого венца колес и другие параметры.

Исходные данные при проектировании механизмов в соответствии с ТЗ могут включать: мощность, скорость, ход, ресурс, режим работы, циклограмму нагружения.

Ограничения разделяются на кинематические (по передаточному отношению одной пары, по предельным окружным скоростям); прочностные (по условию контактной и изгибной прочности для зубчатых колес); геометрические (по габаритам, условию размещения элементов); конструктивные (по взаимодействию, соединению) и др.

Методы решения одно- и многокритериальных задач описаны в работах [32, 43].

Эффективность АП во многом определяется уровнем технического оснащения. Оно основано на использовании современных ЭВМ с периферийными устройствами для ввода и вывода графической информации: графическими дисплеями, графопостроителями.

Для решения частных задач наиболее часто используются ПЭВМ типа IBM PC/AT, PS2, взаимодействующие с графическими станциями, которые включают графический и алфавитно-цифровой дисплей.

При работе удобно использовать устройства указания на экране дисплея, такие как манипулятор «мышь» или цифровой планшет (дигитайзер). Любое из этих устройств обеспечивает мгновенный ввод точек и команд. Ввести команду или число с клавиатуры нетрудно, но указать точку курсором на экране и нажать кнопку дигитайзера или «мыши» намного проще и быстрее. Дигитайзер и «мышь» можно также использовать и для простановки размеров на чертежах.

С планшетом работают так же, как и с «мышью», но при этом перемещение осуществляется только по полю планшета без выхода за границы рабочей области.

Плоттеры и принтеры предназначены для получения твердой копии чертежа.

При работе на ЭВМ используются пакеты прикладных программ, обеспечивающих выполнение задач САПР. Наиболее распространены системы БПИО АСК и Автокад. БПИО АСК (базово-программное обеспечение автоматизированных систем конструирования) применяется при проектировании авиационной и космической техники в России. Автокад (Auto CAD) имеет более широкое распространение и в нашей стране, и за рубежом.

Эта система обеспечивает автоматизацию графических работ. Она позволяет быстро и точно создать чертеж и имеет средства для внесения изменений и устранения ошибок. При помощи этой системы можно моделировать трехмерные объекты и работать с ними: получать сечения, вращать и перемещать их, а также создавать мультипликации и учебные фильмы.

В системе Автокад чертежи строятся из набора графических примитивов, параметры которых вводятся по запросу системы. Параметры включают точку, указывающую место, куда должен быть помещен примитив. Команды позволяют вносить различные изменения в чертеж, который можно вывести на перьевой плоттер (графопостроитель) или принтер.

Для удобства работы в Автокаде эффективно используются слои. Различные части чертежа можно располагать в различных слоях, подобным слоям предусматривает вычерчивание этих частей по отдельности и в различных комбинациях. Например, чертеж редуктора может содержать детали в разных слоях: корпус — на первом слое, валы — на втором, зубчатые колеса — на третьем и т.д. Это позволяет вычертить каждый слой отдельно или в любой комбинации. Каждый слой можно выполнить в определенном цвете. Выбранный слой можно «заморозить» (сделать невидимым), а при необходимости «разморозить».

Чертеж на Автокаде можно записать на диск и рассматривать как блок, который можно вставить во вновь разрабатываемый чертеж. Фрагмент чертежа хранится на диске как обычный файл. Из таких фрагментов можно создать библиотеку стандартных и унифицированных деталей, их элементов.

Использование слоев при разработке сборочных чертежей значительно облегчает их детализовку.

При работе на ПЭВМ системы Автокад возможно подключение одного плоттера и одного принтера.

Глава 3. ТОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ И ИХ ВЗАИМНОГО ПОЛОЖЕНИЯ

3.1. Базирование деталей

При сборке машины детали устанавливаются в определенном положении одна относительно другой. Базированием называют установку детали в требуемом положении относительно выбранной системы координат. Поверхность, ось, точка, принадлежащие детали и использу-

мые для базирования, называются базами [5]. Базирование производится на многих стадиях создания изделий, особенно при конструировании, изготовлении, а также при измерении размеров деталей. Конструкторские базы делятся на основные, определяемые положением деталей в изделии, и вспомогательные, используемые для определения положения присоединяемых к детали изделий. Определения и термины, связанные с базированием деталей, представлены в ГОСТ 21495-76.

Погрешностью базирования называют отклонение фактически полученного положения детали от требуемого. Чаще всего базирование деталей производят по плоским и цилиндрическим поверхностям деталей и их комбинациям. Рассмотрим особенности базирования тел вращения (колес, втулок, валов и пр.). При установке деталей по посадкам с зазором и переходным посадкам погрешность базирования зависит от величины зазора. Рассмотрим два варианта подобного базирования деталей:

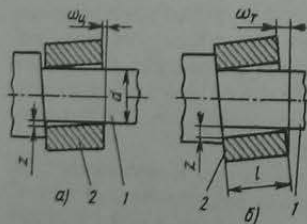


Рис. 3.1

1. Радиальный зазор z между валом 1 и охватывающей деталью 2 (ступицы колес, втулки и т.д.) мал. Между торцами детали 2 и буртиком вала образуется клиновидный зазор (рис. 3.1, а). В качестве основной базы в этом случае принимают цилиндрическую поверхность отверстия детали 2.

2. Радиальный зазор z достаточно велик, деталь 2 своим торцом полностью прилегает к поверхности вала (рис. 3.1, б). Основной базой в таком случае выбирают торцевую

поверхность детали 2.

В общем случае для установления основной базы определяются погрешности базирования (в миллиметрах) на цилиндрической поверхности ω_d и по торцевой поверхности ω_T [12]. Сравнивая эти величины определяют основную базу: если $\omega_d > \omega_T$, то основная база — торцевая, если $\omega_d < \omega_T$, то основная база — цилиндр. Если размеры соединений таковы, что выбор основной базы затруднителен, то для базирования по цилиндру следует увеличить длину соединения l , а для базирования по торцу — увеличить радиальный зазор z изменением посадки деталей.

При посадке деталей с натягом вследствие погрешностей форм сопрягаемых поверхностей и некоторых других факторов возможны пе-

рекосы деталей на валах, особенно при установке узких деталей. В этом случае детали с малым отношением длины сопряжения к диаметру l/d для повышения точности базирования прижимают к буртику на валу, базируют по цилиндрической поверхности. Из опыта проектирования можно принять: при $l/d < 0,8$ основная база — торцевая поверхность, при $l/d \geq 0,8$ основная база — цилиндрическая поверхность сопряжения.

Центрирование деталей. Работоспособность проектируемого изделия во многом будет определяться необходимой соосностью деталей и узлов, входящих в изделие, иначе говоря, требуемой точностью центрирования. При центрировании деталей по цилиндрическим поверхностям применяют посадки с зазором типа H/g , H/h и переходные посадки H/js , H/k , H/m . Для центрирования точных подвижных соединений, требующих небольшого гарантированного зазора, и легкоразъемных неподвижных соединений при пониженных требованиях к соосности применяют посадки H/g и H/h соответственно. Для центрирования соединений, требующих частой сборки и разборки, при повышенных требованиях к точности центрирования используют переходные посадки типа H/js . Более точное центрирование обеспечивают посадки H/k . Их применяют при центрировании на валу зубчатых колес, шкивов, муфт. Точное центрирование с эксцентриситетом, близким к нулю, обеспечивает посадка типа H/m , характеризующаяся значительной вероятностью появления натяга в соединении. Сборка и разборка соединений с этими типами посадок требует значительных усилий, поэтому их применяют для центрирования соединений, сборка-разборка которых производится редко, и при наличии больших статических и динамических нагрузок.

При назначении посадок следует учитывать температурный режим работы. Если охватывающая деталь расширяется больше охватываемой, то при центрировании назначают более плотные посадки; если больше расширяется охватываемая деталь, то назначают посадки типа H/g , H/h .

Для улучшения точности центрирования и уменьшения влияния температурных деформаций целесообразно центрировать по наименьшему диаметру, допускаемому конструкцией. В корпусных деталях центрирующие поверхности должны выполняться в виде отверстий, обрабатываемых напроход с одной установки, что обеспечивает их соосность. При этом точное взаимное положение частей разъемных корпусов нужно фиксировать с помощью штифтов. При конструировании, как правило, не допускается центрирование деталей одновременно по

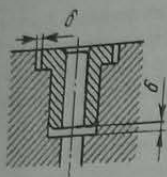


Рис. 3.2

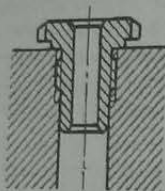


Рис. 3.3

нескольким поверхностям. Центрировать следует только по одной поверхности, предусматривая по остальным гарантированные зазоры δ (рис. 3.2).

Особого рассмотрения требует центрирование резьбовых соединений. Резьбовые соединения обычной точности из-за биения среднего диаметра резьбы и наличия зазоров в резьбе не обеспечивают точного центрирования. Центрирование резьбовых соединений обычной точности достигается за счет введения дополнительных центрирующих поверхностей, в качестве которых наиболее часто применяют соосные с резьбой гладкие цилиндрические пояски (рис. 3.3); посадку резьбовых соединений в этом случае выполняют с зазором типа $6H/6g$, чтобы она не мешала центрированию. Расположение центрирующих поясков относительно резьбы зависит от условий нагружения. Наиболее технологичным вариантом является расположение пояска, диаметром несколько меньшим внутреннего диаметра резьбы за резьбой. Это позволяет выполнить точную обработку напроход посадочной поверхности отверстия.

Фиксация деталей на плоскости. Для создания более технологичных конструкций необходимо избегать фиксации деталей там, где она не требуется по условиям работы. Например, подгонять призматическую шпонку следует только по рабочим граням, оставляя по торцам, а также между верхней плоскостью шпонки и основанием шпоночного паза в ступице зазоры (рис. 3.4). Корпусные детали разъемных корпусов или корпусов с крышками при совместной обработке под подшипники для обеспечения их соосности, а также при окончательной сборке редуктора фиксируют относительно друг друга на плоскости. В качестве фиксирующих элементов используют цилиндрические и конические штифты. Точное фиксирование достигается двумя штифтами, устанавливаемыми асимметрично, обычно по диагонали фланца, на возможно большем расстоянии друг от друга.

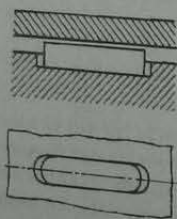


Рис. 3.4

Асимметричное расположение исключает возможность неправильной сборки. Диаметры фиксирующих штифтов назначают несколько меньшими диаметров соединительных деталей (винтов, болтов):

$$d_{\text{ш}} = (0,7 \dots 0,8) d,$$

где d — диаметр соединительной детали.

В корпус штифты устанавливают с натягом, например с посадкой $U8/h8$, в несилловых механизмах — по переходным посадкам типа $H7/n6$, а в малогабаритных приборах — по посадке $J_S8/h8$. Отверстия в крышке дополнительно развешивают с полем допуска $J_S8, H8$, чтобы обеспечить разборку без выколачивания штифтов.

Устранение подгонки. При конструировании узлов важной задачей является выполнение условий производительной и качественной сборки. Среди этих условий — полная взаимозаменяемость деталей и узлов, исключение подгоночных работ и др. Взаимозаменяемость деталей достигается назначением необходимых допусков и предельных отклонений формы. Типы посадок выбирают в зависимости от условий работы. Необходимую точность устанавливают расчетом размерных цепей с целью проверки работоспособности конструкции при крайних значениях зазоров. Устранение подгоночных работ — важное условие производительной сборки. Способ подгонки, связанный со слесарными операциями или станочной обработкой, применяют только в единичном и мелкосерийном производстве, когда нельзя использовать другие способы обеспечения требуемой точности.

Компенсаторы. Во время эксплуатации машин в результате износа, температурных и силовых деформаций деталей некоторые размеры звеньев изменяются. Требуемую точность замыкающего звена в размерной цепи при этом регулируют с помощью компенсаторов. Для компенсации погрешностей линейных и угловых размеров, отклонений от соосности и других погрешностей применяют неподвижные и подвижные компенсаторы. Неподвижные компенсаторы выполняют в виде промежуточных колец, набора прокладок, регулируемого упора и других сменных деталей. Необходимое число прокладок определяют в зависимости от разности между размером, получаемым при сборке, и требуемым исходным размером. Применение компенсаторов позволяет достигать высокой точности механизма, сохраняемой при его эксплуатации.

Для компенсации монтажных и эксплуатационных смещений в трубопроводах используют сильфоны [30]. Сильфоны могут применяться в качестве компенсаторов теплового расширения, линейных осевых и поперечных угловых смещений и их комбинаций.

В конфигурациях соединений, передающих вращающий момент, необходимо предусмотреть устройства, компенсирующие несоосность и перекосы соединяемых элементов. В качестве компенсаторов в этих случаях применяют шлицевые муфты с эвольвентными зубьями.

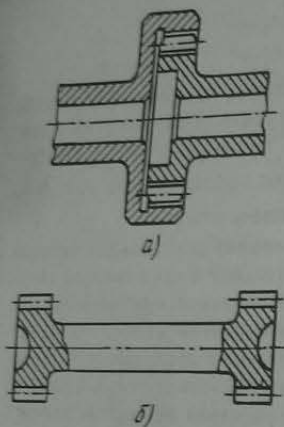


Рис. 3.5

ми (рис. 3.5, а). Такие муфты имеют следующие преимущества: 1) благодаря постепенному увеличению толщины зуба к основанию, он имеет повышенную прочность, концентрации напряжений у основания невелики; 2) зубья можно нарезать на стандартном зуборезном инструменте с большой точностью; 3) высокую поверхностную твердость можно придать зубьям методами термической и химико-термической обработки.

Для повышения компенсирующей способности соединения выполняют с увеличенным окружным зазором $S = (0,05 \dots 0,07)m$, где m — модуль зуба. С целью уменьшения нагрузок на кромки зубьев и увеличения величины перекоса, допускаемого соеди-

нением, зубья выполняют бочкообразной формы с обязательным скруглением кромок торцов по всему контуру. Важно отметить, что компенсирующая способность соединения соосных валов шлицами, нарезанными непосредственно на приводном валу, определяется только смещением шлицев в пределах зазора между ними и в общем случае невелика. Увеличить компенсирующую способность шлицевого соединения можно, устанавливая между валами шлицевую переходную втулку, свободно насаженную на шлицы обоих валов. При этом компенсирующая способность, определяемая величиной суммарного зазора в шлицах, увеличивается в два раза. Одним из наилучших компенсаторов является валик, имеющий шлицевые участки на своих концах, — торсион (рис. 3.5, б). Торсионы не только компенсируют несоосность и перекосы, но и амортизируют колебания крутящего момента, что особенно важно в машинах с пульсирующим крутящим моментом, например в узлах подвески колес лунохода. Для силовых конструкций торсионы изготавливают из титановых сплавов ВТ6, ВТ9, сталей 60С2Н2А, 45ХНМФА. Преимущества титановых торсионов в том, что у них модуль упругости E примерно в 2 раза ниже, чем у стальных. Циклическую прочность торсионов можно повысить применением упрочняющей обработки — дробеструйного наклепа. В продольном направлении торсионы фиксируются чаще всего стопорными кольцами.

Самоустанавливающиеся детали. В подвижных соединениях возможны перекосы и смещения деталей. Для обеспечения правильной

работы соединения при возможных неточностях изготовления и монтажа деталей необходимо предусмотреть свободу самоустанавливаемости деталей. Принцип самоустанавливаемости широко применяют в конструкции опор валов, подверженных изгибу и перекосу. Особенно важен этот принцип при применении подшипников скольжения с большим отношением длины к диаметру. При жесткой установке изгиб и перекося вала вызывают повышенные кромочные давления. Для придания самоустанавливаемости подшипники устанавливают на сферических опорах (рис. 3.6). В шариковых радиальных подшипниках изгиб вала вызывает перекося кольца подшипника и одностороннюю нагрузку шариков. Эти явления устраняют, заключая подшипник в сферическую обойму или применяя двухрядные сферические подшипники.

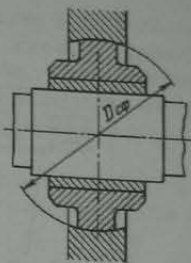


Рис. 3.6

3.2. Посадки валов и зубчатых колес. Допуски формы и расположения поверхностей

Допуски формы поверхностей (допуски прямолинейности, круглости, цилиндричности и др.), допуски расположения поверхностей (допуски параллельности, перпендикулярности, наклона, соосности, симметричности), а также суммарные допуски формы и расположения поверхностей (радиальное биение, торцовое биение и др.) указывают на чертежах в тех случаях, когда по условиям эксплуатации и изготовления деталей величина этого допуска должна быть меньше допуска на размер.

Отклонение базовых поверхностей заготовок цилиндрических зубчатых колес оказывает влияние на точность обработки и контроль зубчатых колес. Базовыми поверхностями цилиндрических и зубчатых колес обычно являются: посадочные отверстия зубчатых колес; наружный цилиндр зубчатых колес, используемый для выверки установки заготовки на зуборезном станке и для контроля размеров зуба; базовый торец зубчатого колеса, по которому базируется заготовка при зубообработке. У вала-шестерни в качестве базы обычно выбирают опорные участки вала. Если в качестве установочной базы (для установки зубчатого колеса на станок) или измерительной базы (для контроля размеров зуба) используют внешний цилиндр диаметром d_a , то на рабочих чертежах зубчатых колес задают допуск на диаметр вершин зубьев $d_a h$ (рис. 3.7) и допуск на радиальное биение наружного цилиндра (поз. 1 на рис. 3.7).

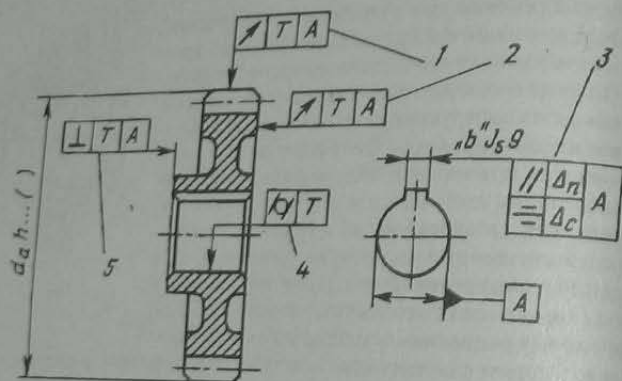


Рис. 3.7

Если базой для нарезания зубьев является торцовая поверхность зубчатого венца, то на чертежах задается допускаемое торцовое биение торцовой поверхности колеса (поз. 2 на рис. 3.7). Неперпендикулярность базового торца к рабочей оси зубчатого колеса приводит к отклонениям направления зубьев.

Торец ступицы колеса часто используют в качестве базы для установки подшипников. В этом случае при отношении длины посадочного отверстия к диаметру $l/d \geq 0,8$ на торец ступицы задается допуск перпендикулярности к базовой оси A на диаметре ступицы $d_{ст}$ (поз. 1 на рис. 3.8, поз. 5 на рис. 3.7).

При отношении $l/d < 0,8$ задается допуск параллельности торцов ступицы, который относят к диаметру ступицы $d_{ст}$ (поз. 1 на рис. 3.9).

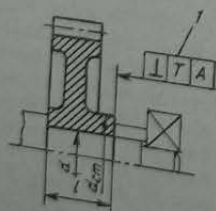


Рис. 3.8

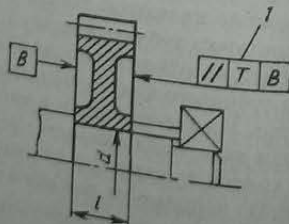


Рис. 3.9

Если же колесо не имеет ярко выраженной ступицы, допуск параллельности задают на условном диаметре $d' = (1,2 \dots 2)d$, где d — диаметр посадочного отверстия колеса. Задание этих допусков позволяет создать точную базу для подшипника качения, уменьшить перекос колец внутренних колец [14].

Допуск на диаметр вершин зубьев назначают в зависимости от степени точности зубчатых колес по нормам кинематической точности и вида сопряжения зубьев по табл. 3.1.

Таблица 3.1

Степень точности зубчатого колеса	Вид сопряжения зубьев для $m < 1$ мм	h
5	H, G, F, E, D	h_6
6	H, G	h_6
6	F, E, D	h_7
7	H, G	h_7
7	F, E, D	h_8
8	H, G, F, E, D	h_8, h_9

Допускаемое радиальное биение диаметра вершин зубьев d_a в мкм относительно базы A (поз. 1 на рис. 3.7) назначают при контроле толщины зубьев по табл. 3.2.

Таблица 3.2

Степень точности по нормам кинематической точности	Модуль m , мм	Делительный диаметр d , мм				
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80
5	От 0 до 0,5	5	5	6	8	8
5	Св. 0,5 до 1	6	6	8	10	10
6	От 0 до 0,5	8	8	10	12	12
6	Св. 0,5 до 1	10	10	12	16	16
7	От 0 до 0,5	12	12	16	16	20
7	Св. 0,5 до 1	16	16	16	20	20
8	От 0 до 0,5	16	16	16	20	20
8	Св. 0,5 до 1	20	20	20	25	25

Допускаемое торцовое биение торцовых поверхностей зубчатых венцов в мкм по отношению к базовой поверхности A для цилиндрических колес с $m < 1$ мм (поз. 2 на рис. 3.7) зависит от степени точности по нормам контакта зубьев и кинематической точности, величина допуска назначается по табл. 3.3.

Таблица 3.3

Степень точности	Ширина зубчатого венца b , мм	Делительный диаметр d , мм				
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80
5	До 10	3	5	8	12	16
5	Св. 10 до 20	1,6	2,5	4	6	8
6	До 10	4	6	10	16	25
6	Св. 10 до 20	2	3	5	8	12
7	До 10	5	8	12	20	32
7	Св. 10 до 20	2,5	4	6	10	16
8	До 10	6	10	16	24	32
8	Св. 10 до 20	3	5	8	12	16

Чтобы ограничить концентрацию контактных давлений на поверхности базового отверстия в ступице колеса, задают допуск цилиндричности посадочного отверстия (поз. 4 на рис. 3.7), который определяют как $T_d = 0,3t$, где t — допуск размера посадочного отверстия, с наименьшим округлением до большего значения из нормального ряда размеров.

Допуски перпендикулярности и параллельности базовых торцов ступицы колеса назначают в зависимости от типа подшипника, базированного по торцам ступицы, в соответствии со степенью точности допуска, которую выбирают по табл. 3.4.

Таблица 3.4

Группа подшипников	Степень точности	
	допуска перпендикулярности	допуска параллельности
I. Шариковые радиальные и радиально-упорные	7	6
II. Радиальные с короткими цилиндрическими роликами		
III. Конические роликовые		
	6	5
	5	4

Величину допуска в мкм в соответствии с его степенью точности определяют в диапазоне размеров диаметра ступицы $d_{ст}$ или условного диаметра d' по табл. 3.5.

Таблица 3.5

Номинальный размер, мм	Степень точности			
	5	6	7	8
До 3	5	8	12	20
Св. 3 до 10	6	10	16	25
Св. 10 до 18	7	12	20	30
Св. 18 до 30	10	16	25	40
Св. 30 до 50	12	20	30	50
Св. 50 до 120	16	25	40	60

При шпоночном соединении зубчатого колеса с валом для ограничения концентраций контактных давлений назначают допуски параллельности Δ_{π} и симметричности Δ_c (поз. 3 на рис. 3.7) шпоночного паза относительно оси посадочного отверстия A . Допуски параллельности и симметричности шпоночного паза принимают с учетом допуска на ширину шпоночного паза:

$$\Delta_c = 0,2\Delta b; \quad \Delta_{\pi} = 0,5\Delta b. \quad (3.1)$$

На ширину шпоночного паза чаще задают поле допуска J_{S9} (ГОСТ 23360-78).

Выбор допусков формы и расположения поверхностей валов. Поля допусков поверхностей валов принимают в соответствии с посадками подшипников, зубчатых колес, втулок, муфт и других деталей.

Чтобы в минимальной степени исказить дорожку качения внутренних колец ввиду их достаточно большой податливости, на опорные участки валов задают допуски цилиндричности (поз. 2 и 6 на рис. 3.10). Величина допуска определяется как

$$T = 0,3t, \quad (3.2)$$

где t — допуск диаметра опорного участка вала.

Чтобы ограничить концентрацию давлений на посадочные участки валов под зубчатые колеса, муфты и другие детали, также задают допуски цилиндричности, определяемые аналогично (3.2), (поз. 4 и 8 на рис. 3.10).

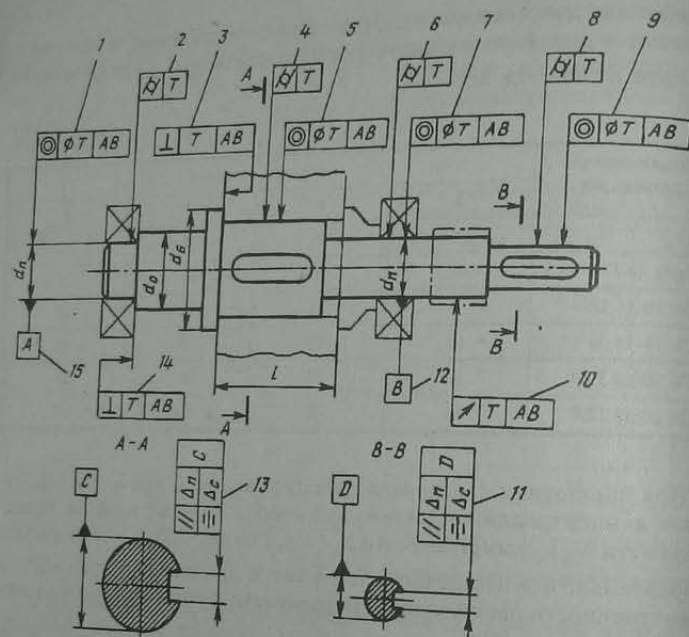


Рис. 3.10

Для задания допусков расположения поверхностей на валу выбирают базу. Обычно базой является общая ось опорных участков вала. База обозначается буквами А и В (поз. 12 и 15 на рис. 3.10).

Для ограничения перекося колец подшипников задаются допуски соосности опорных участков вала относительно их общей оси (поз. 1 и 7 на рис. 3.10).

На посадочные поверхности валов под зубчатые колеса с целью обеспечения норм кинематической точности и норм контакта зубьев задается допуск соосности посадочной поверхности вала относительно базовой оси АВ (поз. 5 и 9 на рис. 3.10). Для определения значения допусков соосности находят степень точности допуска в зависимости от типа подшипника для опорных участков вала и степени кинематической точности передачи для посадочных участков вала под зубчатые колеса по табл. 3.6.

Таблица 3.6

Тип детали на валу	Степень точности допуска	
	соосности	перпендикулярности
Зубчатые колеса степени точности: 6 7 и 8	5 6	5 6
Подшипники шариковые, радиальные и радиально-упорные	7	8
Подшипник радиальный с короткими роликами	6	7
Подшипник конический роликовый	5	6

Значения допуска соосности в мкм определяются в соответствии со степенью точности допуска для различных интервалов номинальных размеров по табл. 3.5.

Допуск соосности задается в диаметральном выражении на диаметре посадочной поверхности, поэтому в рамке перед величиной допуска стоит знак Ø (поз. 1, 5, 7, 9 на рис. 3.10).

Для ограничения амплитуды колебаний рабочей кромки манжетного уплотнения задают допуск радиального биения поверхности вала, расположенной под уплотняющей манжетой (поз. 10 на рис. 3.10), при частоте вращения вала $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$. Величина допуска в диаметральном выражении определяется в мкм по соотношению $T \approx 46/n$, где n — частота вращения вала.

На торцовые поверхности вала, служащие базой для установки внутренних колец подшипника с целью уменьшения перекося колец, а также для установки узких колец с соотношением $l/d < 0,8$, задают допуски перпендикулярности базового торца относительно базовой оси АВ (поз. 3, 14 на рис. 3.10). Допуски перпендикулярности базовых торцов для подшипников задают на большем диаметре d_0 ступени, для базирования ступиц узких колец — на диаметре буртика d_6 . Для определения величины допуска перпендикулярности сначала определяют степень точности допуска по табл. 3.6, а затем в соответствии с выбранной степенью точности величину допуска в мкм на заданном интервале номинальных размеров по табл. 3.7.

Таблица 3.7

Номинальный размер, мм	Степень точности			
	5	6	7	8
До 10	2,5	4	6	10
Св. 10 до 16	3	5	8	12
Св. 16 до 25	4	6	10	16
Св. 25 до 40	5	6	12	20
Св. 40 до 63	6	10	16	25
Св. 63 до 100	8	12	20	30

Для ограничения концентрации контактных давлений задаются допуски параллельности $\Delta_{\parallel}$ и симметричности Δ_c на шпоночные пазы относительно общей оси опорных поверхностей (поз. 11, 13 на рис. 3.10). Величина допусков определяется по формулам (3.1).

На ширину шпоночного паза на валу чаще всего задают поле допусков $N9, P9$ (ГОСТ 23360-78).

Выбор посадок при шпоночных соединениях колеса с валом. Для соединения зубчатых колес с валами применяют соединения с использованием призматических (рис. 3.11) и сегментных (рис. 3.12) шпонок. Размеры призматических (b, h, t_1, t_2, l), и сегментных (b, h, d_1, t_1, t_2, l) шпонок стандартизованы в определенных интервалах размеров диаметров вала.

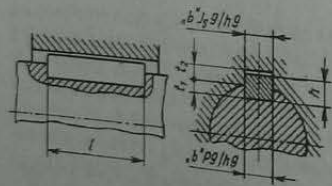


Рис. 3.11

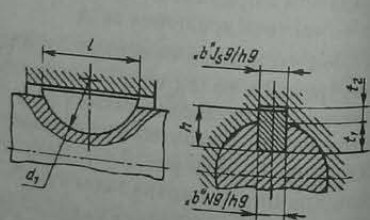


Рис. 3.12

Шпонку выполняют с отклонением $h9$ по ширине b и ставят в паз вала с натягом, а в паз втулки — с зазором. Для паза вала назначают поля допусков $P9, N9$; для ширины паза ступицы — $P9, N9, js9$ или $H9$. В случае применения шпоночных соединений посадка сопрягаемых

цилиндрических поверхностей вала и ступицы осуществляется по следующим рекомендациям:

- а) для подвижных соединений — посадки $H7/h6$,
- б) для неподвижных соединений — переходные посадки $H7/j5, 6$ ($H7/k6$ — при средних нагрузках; $H7/n6$ — при больших нагрузках).

3.3. Допуски расположения осей отверстий в корпусах для крепления деталей

На чертежах расположение осей отверстий для крепежных деталей может быть задано либо межосевым расстоянием, либо расстоянием от каких-то баз (например, от одной или двух плоскостей детали).

Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей установлены ГОСТ 14140-81. На чертежах они могут быть обозначены двумя способами:

- позиционными допусками, т.е. указанием предельных смещений осей отверстий от номинального расположения;
- предельными отклонениями размеров, координирующих положение оси отверстий.

Расчетная величина смещения зависит только от зазоров между внутренними поверхностями отверстий и наружными поверхностями крепежных деталей, проходящих через эти отверстия.

Числовые значения позиционных допусков в диаметральном IT и радиальном $IT/2$ выражениях должны соответствовать следующему ряду в мм (табл. 3.8):

Таблица 3.8

0,01	0,012	0,016	0,02	0,025	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08
0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8
1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0

Соединения крепежными деталями подразделяют на типы A и B (рис. 3.13).

В соединениях типа A (рис. 3.13, а) зазоры для прохода крепежных деталей предусмотрены в обеих соединяемых деталях (соединения болтами, заклепками).

В соединениях типа B (рис. 3.13, б) зазоры для прохода крепежных деталей предусмотрены только в одной из соединяемых деталей (соединения винтами, шпильками, штифтами).

Диаметры сквозных отверстий под крепежные детали и соответствующие им наименьшие гарантированные зазоры согласно ГОСТ 11284-75 приведены в табл. 3.9.

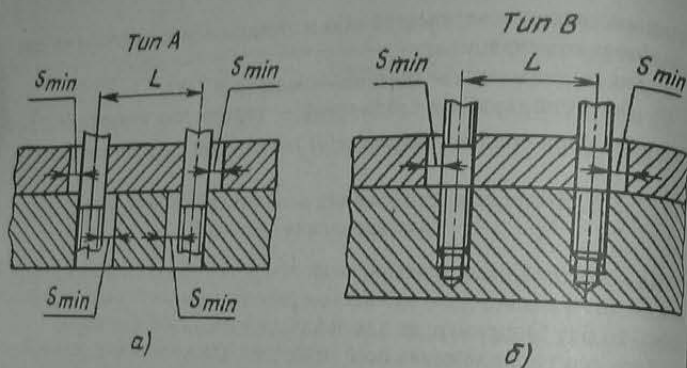


Рис. 3.13

Таблица 3.9

Диаметр крепежной детали d , мм	1-й ряд		2-й ряд		3-й ряд	
	Диаметр сквозного отверстия D , мм	Зазор $S_{\min}$, мм	Диаметр сквозного отверстия D , мм	Зазор $S_{\min}$, мм	Диаметр сквозного отверстия D , мм	Зазор $S_{\min}$, мм
1,6	1,7	0,1	1,8	0,2	2,0	0,4
2,0	2,2	0,2	2,4	0,4	2,6	0,6
2,5	2,7	0,2	2,9	0,4	3,1	0,6
3,0	3,2	0,2	3,4	0,4	3,6	0,6
4,0	4,3	0,3	4,5	0,5	4,8	0,8
5,0	5,3	0,3	5,5	0,5	5,8	0,8
6,0	6,4	0,4	6,6	0,6	7,0	1,0
8,0	8,4	0,4	9,0	1,0	10,0	2,0
10,0	10,5	0,5	11,0	1,0	12,0	2,0
12,0	13,0	1,0	14,0	2,0	15,0	3,0
14,0	15,0	1,0	16,0	2,0	17,0	3,0
16,0	17,0	1,0	18,0	2,0	19,0	3,0
18,0	19,0	1,0	20,0	2,0	21,0	3,0
20,0	21,0	1,0	22,0	2,0	23,0	3,0

Для охватывающих и охватываемых поверхностей согласно ГОСТ 24643-81 установлены два вида допусков расположения: назависимый и зависимый [28].

Независимым допуском называется допуск расположения, числовое значение которого постоянно для всей совокупности деталей, изготовленных по данному чертежу, и не зависит от действительного размера нормируемого или базового элемента.

Допуск расположения осей отверстий для соединения типа А

$$IT = KS_{\min} \quad (3.3)$$

где K — коэффициент использования зазора.

В случае соединения по типу В допуск на смещение осей отверстий вдвое меньше, чем при типе А:

$$IT = 0,5 KS_{\min} \quad (3.4)$$

Рекомендуется принимать $K = 1$ или $K = 0,8$ для соединений, не требующих регулировки взаимного положения деталей; $K = 0,8$ или $K = 0,6$ — для соединений, в которых необходима регулировка взаимного расположения деталей.

Позиционные допуски расположения осей отверстий по ГОСТ 14140-81 приведены в табл. 3.10.

Таблица 3.10

Диаметр стержня d , мм	Зазор $S_{\min}$, мм	Позиционный допуск, мм, при коэффициенте использования зазора					
		$K = 1$		$K = 0,8$		$K = 0,6$	
		тип А	тип В	тип А	тип В	тип А	тип В
1 ... 1,6	0,2	0,2	0,1	0,16	0,8	0,12	0,6
	0,3	0,3	0,16	0,25	0,12	0,16	0,10
2	0,2	0,2	0,10	0,16	0,08	0,12	0,06
3	0,4	0,4	0,20	0,30	0,16	0,25	0,12
4	0,3	0,3	0,16	0,25	0,12	0,16	0,10
5	0,5	0,5	0,25	0,40	0,20	0,30	0,16
6 ... 8	0,4	0,4	0,2	0,3	0,16	0,25	0,12
6 и 7	0,6	0,6	0,3	0,5	0,25	0,40	0,20
8	1,0	1,0	0,50	0,80	0,40	0,60	0,30
10	0,5	0,5	0,25	0,4	0,2	0,3	0,16
	1,0	1,0	0,50	0,8	0,4	0,6	0,30
2 ... 22	1,0	1,0	0,50	0,80	0,40	0,60	0,30
	2,0	2,0	1,0	1,60	0,80	1,2	0,60

Предельные отклонения размеров, координирующих оси отверстий под крепежные детали, приведены в табл. 3.11, 3.12 и 3.13 [45].

Рассмотрим примеры определения и обозначения допусков расположения осей отверстий под крепежные детали.

Пример 1. Определить допуски расположения осей четырех отверстий под болты М5 (рис. 3.14, а).

Решение. По табл. 3.9 находим $S_{\min} = 0,3$ мм, отверстие обозначается $\varnothing 5,3H 12$.

Позиционный допуск определяется по табл. 3.10. Приняв $K = 0,8$, для соединения типа А находим $IT = 0,25$ мм (смещение от номинального размера). Обозначение позиционного допуска дано на рис. 3.14, б.

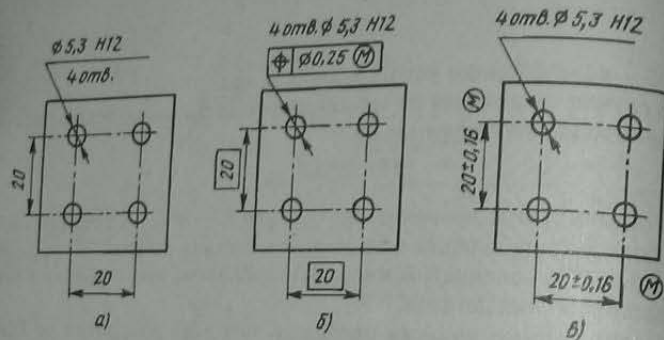


Рис. 3.14

Номинальные размеры заключены в рамку. Знак Φ указывает, что допуск позиционный. Допуски на смещение будут зависимые, так как зазор зависит от размеров отверстия; буква M указывает, что допуск зависимый.

Предельные отклонения координирующих размеров осей отверстий определяются по табл. 3.11. При $S_{\min} = 0,3$ мм, приняв $K = 0,8$, получим $\delta L = \pm 0,16$ мм; обозначение показано на рис. 3.14, в.

Пример 2. Определить допуски расположения четырех отверстий для винтов M4, расположенных по окружности $\varnothing 20$ мм (рис. 3.15, а).

Решение. По табл. 3.9 находим $S_{\min} = 0,3$ мм; отверстие обозначается $\varnothing 4,3$ H12. Позиционный допуск определяется по табл. 3.10. Приняв $K = 0,8$, для соединений типа В находим $IT = 0,12$ мм. Обозначение позиционного допуска дано на рис. 3.15, б. Номинальный размер заклю-

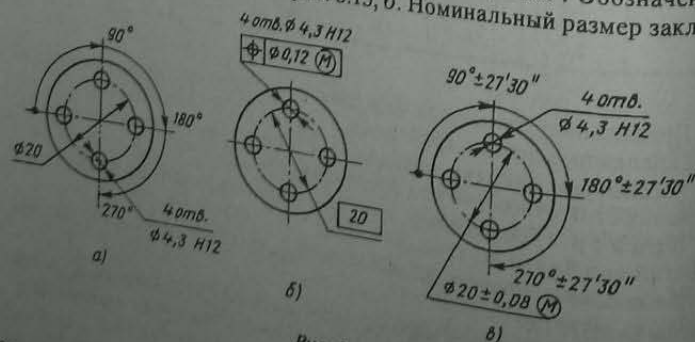


Рис. 3.15

Соединения типа А*

Таблица 3.11

Эскиз и формула	Коэффициент K	Зазор $S_{\min}$, мм						
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	2,0
		Предельное отклонение $\pm \delta L^*$, мм						
	1,0	0,10	0,16	0,20	0,25	0,30	0,5	1,0
	0,8	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25	0,4	0,8
	0,6	0,06	0,08	0,12	0,16	0,20	0,3	0,6
	1,0	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	1,0	2,0
	0,8	0,16	0,25	0,30	0,40	0,50	0,8	1,6
	0,6	0,12	0,16	0,25	0,30	0,40	0,6	1,2
	1,0	0,14	0,22	0,28	0,35	0,40	0,70	1,4
	0,8	0,11	0,16	0,22	0,28	0,35	0,55	1,1
	0,6	0,08	0,11	0,16	0,22	0,28	0,40	0,8
	1,0	0,14	0,22	0,28	0,35	0,40	0,70	1,4
	0,8	0,11	0,16	0,22	0,28	0,35	0,55	1,1
	0,6	0,08	0,11	0,16	0,22	0,28	0,40	0,8
	1,0	0,070	0,11	0,14	0,18	0,20	0,35	0,70
	0,8	0,055	0,080	0,11	0,14	0,18	0,28	0,55
	0,6	0,040	0,055	0,08	0,11	0,14	0,20	0,40
	1,0	0,070	0,11	0,14	0,18	0,20	0,35	0,70
	0,8	0,055	0,080	0,11	0,14	0,18	0,28	0,55
	0,6	0,040	0,055	0,08	0,11	0,14	0,20	0,40

* Для соединений типа В указанные в таблице предельные отклонения следует уменьшить вдвое.

Таблица 3.12

Соединения типа А *

Эскиз и формула	Параметр	Коэффици- ент К	Зазор S_{min} , мм										
			0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8				
			Предельное отклонение размера, координирующего оси отверстий, мм										
	$\pm \delta R$	1,0 0,8 0,6	0,035	0,070	0,110	0,14	0,18	0,20	0,28	0,35	0,70		
			0,028	0,055	0,080	0,11	0,14	0,18	0,20	0,28	0,55		
			0,020	0,040	0,055	0,08	0,11	0,14	0,18	0,20	0,40		
	$\pm \delta \alpha$		См. табл. 3.13										
			$\pm \delta D$	1,0 0,8 0,6	0,07	0,14	0,22	0,28	0,35	0,40	0,55	0,70	1,40
					0,05	0,11	0,16	0,22	0,28	0,35	0,40	0,55	1,10
			0,04	0,08	0,11	0,16	0,22	0,28	0,35	0,40	0,80		

* Для соединений типа В указанные в таблице предельные отклонения должны быть уменьшены вдвое.

Соединения типа А *

Таблица 3.13

Зазор S_{min} , мм	Коэффи- циент К	Интервалы нормальных диаметров D (радиусов R), мм					
		от 10 до 14 (от 5 до 7)	св. 14 до 18 (св. 7 до 9)	св. 18 до 24 (св. 9 до 12)	св. 24 до 30 (св. 12 до 15)	св. 30 до 40 (св. 15 до 20)	св. 40 до 50 (св. 20 до 25)
		Параметр $\pm \delta \alpha$					
0,1	1	40'	30'	22'	18'	14'	10'
	0,8	30'	25'	18'	14'	11'	8'
	0,6	25'	18'	14'	11'	8'	6'
0,2	1	1° 20'	1°	45'	35'	28'	20'
	0,8	1°	45'	35'	28'	22'	16'
	0,6	50'	35'	28'	22'	16'	12'
0,3	1	2°	1° 30'	1° 10'	55'	45'	30'
	0,8	1° 40'	1° 10'	55'	45'	35'	25'
	0,6	1°	45'	35'	28'	22'	16'
0,4	1	2° 40'	2°	1° 30'	1° 10'	55'	40'
	0,8	2°	1° 30'	1° 10'	55'	45'	30'
	0,6	1° 40'	1° 10'	55'	45'	35'	25'
0,5	1	3° 20'	2° 20'	1° 50'	1° 30'	1° 10'	50'
	0,8	2° 40'	2°	1° 30'	1° 10'	55'	40'
	0,6	2°	1° 30'	1° 10'	55'	45'	30'
0,6	1	4°	3°	2° 20'	1° 50'	1° 20'	1°
	0,8	3° 20'	2° 20'	1° 50'	1° 30'	1° 10'	50'
	0,6	2° 40'	2°	1° 30'	1° 10'	55'	40'
0,8	1	4°	4°	3°	2° 20'	1° 50'	1° 20'
	0,8	4°	3°	2° 20'	1° 50'	1° 20'	1°
	0,6	3° 20'	2° 20'	1° 50'	1° 30'	1° 10'	50'
1	1	—	—	3° 40'	3°	2° 20'	1° 40'
	0,8	—	4°	2° 20'	1° 50'	1° 20'	1° 20'
	0,6	4°	3°	2° 20'	1° 50'	1° 20'	1°
2	1	—	—	—	—	4° 30'	3° 20'
	0,8	—	—	—	4° 30'	3° 40'	2° 40'
	0,6	—	—	4° 30'	3° 40'	2° 40'	2°

* Для соединений типа В указанные в таблице предельные отклонения угловых размеров, координирующих оси отверстий, следует уменьшить вдвое.

Соединения типа А *

Зазор $S_{\min}$, мм	Кэф- фици- ент К	Интервалы нормальных диаметров D (радиусов R), мм					
		св. 50 до 65 (св. 25 до 33)	св. 65 до 80 (св. 33 до 40)	св. 80 до 100 (св. 40 до 50)	св. 100 до 120 (св. 50 до 60)	св. 120 до 150 (св. 60 до 75)	св. 150 до 180 (св. 75 до 90)
		Параметр $\pm \delta \alpha$					
0,1	1	—	—	—	—	—	—
	0,8	—	—	—	—	—	—
	0,6	—	—	—	—	—	—
0,2	1	16'	12'	10'	9'	7'	6'
	0,8	12'	10'	8'	7'	6'	5'
	0,6	10'	8'	6'	5'	4' 30"	4'
0,3	1	25'	20'	16'	14'	12'	9'
	0,8	20'	16'	12'	11'	9'	7'
	0,6	12'	10'	8'	7'	6'	5'
0,4	1	30'	25'	20'	18'	14'	12'
	0,8	25'	20'	16'	14'	12'	9'
	0,6	20'	16'	12'	11'	9'	7'
0,5	1	40'	30'	25'	22'	18'	14'
	0,8	30'	25'	20'	18'	14'	12'
	0,6	25'	20'	16'	14'	12'	9'
0,6	1	50'	40'	30'	28'	22'	18'
	0,8	40'	30'	25'	22'	18'	14'
	0,6	30'	25'	20'	18'	14'	12'
0,8	1	1°	50'	40'	35'	28'	22'
	0,8	50'	40'	30'	28'	22'	18'
	0,6	40'	30'	25'	22'	18'	14'
1	1	1° 20'	1°	50'	45'	35'	30'
	0,8	1°	50'	40'	35'	28'	22'
	0,6	50'	40'	30'	28'	22'	18'
2	1	2° 40'	2°	1° 40'	1° 10'	55'	45'
	0,8	2°	1° 40'	1° 20'	1°	55'	45'
	0,6	1° 40'	1° 20'	1°	55'	45'	35'

* Для соединений типа В указанные в таблице предельные отклонения угловых размеров, координирующих оси отверстий, следует уменьшить вдвое.

чен в рамку. Знак $\oplus$ обозначает, что допуск позиционный. Буква $\mathcal{M}$ указывает, что допуск зависимый.

При нормировании предельных отклонений координирующих размеров осей отверстий определим δD и $\delta \alpha$ по табл. 3.12 и 3.13: $\delta D = \pm 0,08$ мм и $\delta \alpha = \pm 27' 30''$.

Обозначение размеров и допусков в полярных координатах приведено на рис. 3.15, в.

3.4. Расчет размерных цепей элементов механизмов ЛА

Для нормальной работы механизмов и машин необходимо, чтобы поверхности деталей занимали относительно друг друга вполне определенное положение. При проектировании механизмов взаимосвязь между размерами отдельных деталей устанавливают с помощью размерных цепей [51].

Размерной цепью называется совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей одной или нескольких деталей. Размеры, образующие размерную цепь, называют звеньями размерной цепи.

Особенностью размерных цепей является то, что отклонение от номинальных размеров звеньев, получающееся при их изготовлении, складывается в суммарную ошибку, называемую накопленной погрешностью в цепи. Чтобы избежать возникновения неприемлемой величины накопленной погрешности и ее вредного влияния на точность замыкающего звена механизма, выполняют расчет размерных цепей. Замыкающее звено — это звено, которое получается последним при сборке (обозначается A_{Δ}).

Одна из задач расчета сводится к определению номинальных размеров, допусков и предельных отклонений всех составляющих звеньев данной размерной цепи по заданному размеру и допуску замыкающего звена.

Другая задача состоит в определении номинального размера допуска и предельного отклонения замыкающего звена данной цепи по заданным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев. Решение данной задачи необходимо для обеспечения собираемости механизма.

Рассмотрим примеры расчета размерных цепей некоторых узлов механизмов ЛА.

Пример 1. Дан эскиз узла редуктора (рис. 3.16, а). Требуется составить размерную цепь данного узла и рассчитать ее, т.е. определить допуск замыкающего звена IT_{Δ} .

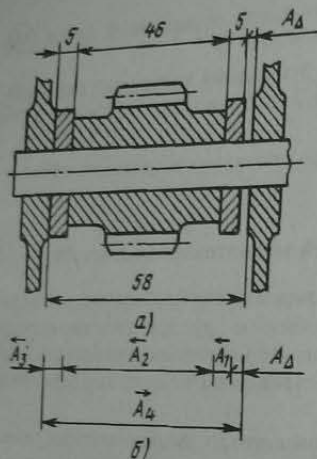


Рис. 3.16

Решение.
1. Составляем размерную цепь узла редуктора (рис. 3.16, б). Звенья A_1, A_2, A_3 являются уменьшающими, так как при их увеличении замыкающее звено A_Δ станет меньше. Звено A_4 является увеличивающим, так как при его увеличении увеличится и замыкающее звено.

2. Размеры деталей узла заданы с полем допуска: для увеличивающих звеньев — $H11$, для уменьшающих — $h9$. По таблицам (ГОСТ 25347-82) находим отклонения составляющих размеров:

$$A_1 = 5_{-0,03}; A_2 = 46_{-0,062}; A_3 = 5_{-0,03}; A_4 = 58_{+0,190}.$$

3. Проверяем замкнутость цепи. Находим величину замыкающего размера

$$A_\Delta = A_4 - (A_1 + A_2 + A_3) = 58 - (5 + 46 + 5) = 2 \text{ мм}.$$

4. Рассчитываем величину допуска замыкающего звена IT_Δ :

а) наибольший предельный размер замыкающего звена

$$A_\Delta^{\max} = \sum_{j=1}^n A_{j\text{ув}}^{\max} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j\text{ум}}^{\min} = 58,19 - (4,97 + 45,938 + 4,97) = 2,312 \text{ мм},$$

где $\sum_{j=1}^n A_{j\text{ув}}^{\max}$ — наибольшие предельные размеры увеличивающих звеньев;

$\sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j\text{ум}}^{\min}$ — наименьшие предельные размеры уменьшающих звеньев;

б) наименьший предельный размер замыкающего звена

$$A_\Delta^{\min} = \sum_{j=1}^n A_{j\text{ув}}^{\min} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j\text{ум}}^{\max} = 58 - (5 + 46 + 5) = 2 \text{ мм},$$

где $\sum_{j=1}^n A_{j\text{ув}}^{\min}$ — наименьшие предельные размеры увеличивающих звеньев;

$\sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j\text{ум}}^{\max}$ — наибольшие предельные размеры уменьшающих звеньев;

в) допуск замыкающего звена $IT_\Delta = A_\Delta^{\max} - A_\Delta^{\min} = 2,312 - 2 = 0,312 \text{ мм}.$

Пример 2. Дан эскиз узла (рис. 3.17, а). Величина зазора должна быть в пределах 1,0...1,2 мм. Требуется назначить допуски и предельные отклонения на составляющие размеры при условии обеспечения полной взаимозаменяемости.

Решение.

1. Составляем размерную цепь узла редуктора (рис. 3.17, б).

2. Для размеров до 400 мм можно принимать следующие значения единиц допуска i (см. табл. 3.14). По данным номинальных размеров звеньев размерной цепи по табл. 3.14 выбираем единицы допуска i и сводим их в табл. 3.15 (второй столбец).

3. Определяем среднее количество единиц допуска или коэффициент точности данной размерной цепи

$$a_{\text{ср}} = \frac{IT_\Delta}{\sum i} = \frac{200}{1,08 + 1,56 + 1,08 + 1,86} =$$

$$= 35,8 \approx 40,$$

где IT_Δ — допуск замыкающего звена:

$$IT_\Delta = 1,2 - 1,0 = 0,2 \text{ мм} = 200 \text{ мкм};$$

$\sum i$ — суммарное количество единиц допуска данной размерной цепи.

Для рассматриваемого примера найденное число единиц допуска данной размерной цепи соответствует 9-му качеству (см. табл. 3.16).

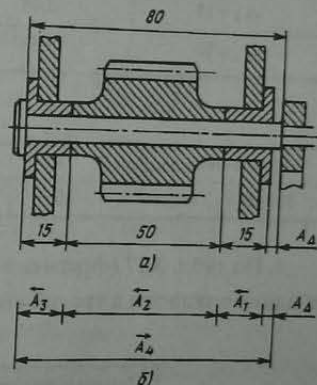


Рис. 3.17

Таблица 3.14

Номинальный размер, мм	До 3	Свыше До	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315
			6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
Значение i , мкм	0,55		0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,90	3,23	3,54

Таблица 3.15

$A_{\text{ном}}, \text{мм}$	$i, \text{мкм}$	$TA_i, \text{мкм}$	$A_i, \text{мм (принятое)}$
$A_1 = 15$	1,08	43	$15 - 0,043$
$A_2 = 50$	1,56	62	$50 - 0,040$
$A_3 = 15$	1,08	43	$15 - 0,043$
$A_4 = 80$	1,86	74	$80 + 0,074$ $- 1,0$

Таблица 3.16

Обозначение допуска	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11
Значение допуска	$10i$	$16i$	$25i$	$40i$	$64i$	$100i$

4. По табл. 3.17 (фрагмент из ГОСТ 25346-82) определяем TA_i в мкм и данные заносим в третий столбец табл. 3.15.

Таблица 3.17

Номинальные размеры, мм	Квалитет 9
	Допуск, мкм
Св. 10 до 18	43 52 62 74
Св. 18 до 30	
Св. 30 до 50	
Св. 50 до 80	

Сумма допусков

$$\sum TA = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 = 43 + 62 + 43 + 74 = 222 \text{ мкм.}$$

Это больше допуска замыкающего звена A_Δ на $222 - 200 = 22 \text{ мкм.}$

Чтобы уравнение $TA_\Delta = \sum_{k=1}^{n-1} TA_i$ удовлетворялось, уменьшим допуск звена A_2 на 22 мкм.

5. Определим номинальный размер и предельные отклонения замыкающего звена A_Δ , а затем назначим отклонения составляющих. Размер A_4 — увеличивающее звено, остальные звенья — уменьшающие.

Предельные размеры зазора: $A_\Delta^{\max} = 1,2 \text{ мм}$; $A_\Delta^{\min} = 1,0 \text{ мм}$.

Предельные отклонения:

$$\Delta_B A_\Delta = +1200 \text{ мкм}; \quad \Delta_H A_\Delta = +1000 \text{ мкм},$$

где Δ_B , Δ_H — верхнее и нижнее отклонения.

Назначим отклонения всех составляющих, кроме размера A_4 , в «минус», так как все они являются охватываемыми, а размер A_4 может иметь отклонение любого знака.

Допуск звена A_4 определим из уравнений

$$A_\Delta^{\max} = \Delta_B A_\Delta = \sum \Delta_B A_{i_{ув}} - \sum \Delta_H A_{i_{ум}};$$

$$A_\Delta^{\min} = \Delta_H A_\Delta = \sum \Delta_H A_{i_{ув}} - \sum \Delta_B A_{i_{ум}}.$$

Получим

$$+1200 = \Delta_B A_4 - (-43 - 40 - 43), \text{ откуда } \Delta_B A_4 = +1074 \text{ мкм},$$

$$+1000 = \Delta_H A_4 - 0, \text{ откуда } \Delta_H A_4 = 1000 \text{ мкм}.$$

Проверяем:

$$TA_\Delta = 200 \text{ мкм},$$

$$\sum TA_i = 43 + 40 + 43 + 74 = 200 \text{ мкм}.$$

Принятые нами размеры звеньев приведены в последнем столбце табл. 3.15.

Глава 4. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ

В процессе конструирования машин, механизмов, любых устройств и агрегатов, их механических узлов и деталей обеспечивается выполнение основных функций изделий и составных (подчиненных основным) функций его частей. Требования к объекту проектирования включаются в ТЗ и конкретизируются по мере разработки чертежей. Они разветвляются от общих (включенных в ТЗ) к частным по мере перехода от общей концепции технического решения проектируемого объекта (кон-

руктивной функциональной структуры, конструктивно-кинематической и силовой схем машины, механизма или устройства) к компоновочному чертежу и разработке конструкции узлов (сборочных единиц) и деталей. Реализация полного списка требований, предъявленных к объекту (изделию) в целом и ко всем его составным частям (элементам), при конструировании любого объекта облегчается, становится практически возможной в проекте изделия и отвечает условиям эксплуатации, если конструктор использует огромный предшествующий опыт проектирования, изготовления, заводской отладки и доводки образцов техники, данные статистики эксплуатации прототипов и результаты патентной проработки.

Исторический опыт позволяет сделать вывод, что при всем многообразии различных конструкций, их узлов и деталей задачи конструирования во много одинаковы. При решении задач поиска рациональных форм деталей и узлов и рациональных конструкций различного назначения общими остаются такие проблемы, как обеспечение минимальной массы конструкции, заданной долговечности (довольно длительной во многих конструкциях), высокой надежности, равнопрочности, равножесткости, технологичности, контролепригодности (особенно при контроле методами неразрушающего контроля), учет свойств материалов, которые могут измениться в эксплуатации [24].

Конструктивное решение будет более правильным и застрахованным от многих ошибок при использовании конструктором оправдавших себя практикой эксплуатации принципов (основных положений) и правил конструирования, сформировавшихся при обобщении опыта конструирования в течение десятилетий. Часть приводимых ниже принципов распространяется на сложные объекты проектирования, часть может быть использована при проектировании узлов и деталей.

В соответствии с этапами создания изделий разделим принципы на две основные группы: связанные с конструированием и разработкой чертежей и связанные с производством и доводкой изделий, выполняемых в металле.

4.1. Общие принципы и правила конструирования

4.1.1. Принципы, связанные с эксплуатационными требованиями

Принцип соответствия формы детали выполняемой функции. Анализ конструкции различных машин, механизмов и устройств показывает, что формы деталей и их элементов одинакового назначения, работающих примерно в одинаковых условиях нагружения (растяжение, кручение, изгиб и т.п.), как правило, подобны. Так, валы различных машин и механизмов имеют в сечениях круглую форму (сплошную или

кольцевую), их участки очерчены цилиндрическими или (реже) коническими поверхностями. Болты, винты, шпильки, ходовые винты представляют собой стержни, очерченные винтовыми поверхностями. Рычаги и качалки в узлах и механизмах ЛА [25], выполняющие одинаковые функции и работающие примерно в одинаковых условиях (динамическое нагружение элементов деталей), имеют одинаковые элементы и подобные формы этих элементов — ступиц, проушин, тел рычагов или качалок. Тяги в системах управления ЛА выполняют в форме трубчатых стержней с наконечниками типа «ушко» или «вилка».

Конструктор, создающий новую конструкцию или улучшающий прототип, должен использовать этот принцип в сочетании с принципами преемственности и унификации (разд. 4.2), учитывая одновременно особенности условий работы и нагружения деталей и узлов, их напряженно-деформированного состояния (НДС), возможности изготовления (можно на чертеже изобразить такую форму элемента, которую невозможно изготовить), сборки, регулировки и условия ремонта и эксплуатации.

Этот принцип в сочетании с принципами равнопрочности и равножесткости может приводить к изменению формы элементов детали. Но основные закономерности связи формы детали с выполняемой ею функцией остаются преобладающими.

Принцип преемственности. Этот принцип выражает опыт использования в новых конструкциях освоенных ранее в производстве и проверенных в эксплуатации узлов и деталей такого же назначения, как и в проектируемом ТО. Его применение сокращает время и стоимость проектирования и изготовления, увеличивает вероятность обеспечения высокой эксплуатационной надежности. Однако при создании принципиально и качественно новых ТО этот принцип нужно использовать с осторожностью. Выдающийся конструктор самолетов С.В. Ильюшин в «Памятке конструктору» [47] указывал: «Посмотри, как подобный узел был сделан на предыдущих машинах».

Принцип вариантности. Он отражает тот факт, что конструирование является итерационным процессом с приближениями, возвратами к предыдущим решениям, их переоценкой. Одно (особенно первое) техническое решение, как правило, является лишь ступенькой к получению оптимального решения. Например, при проектировании механических приводов возможно получение заданных параметров при сочетании различных по типу механических передач. Сравнение вариантов после конструктивной проработки (эскизной компоновки) по массе, габаритам, КПД, точности, долговечности, надежности и другим крите-

рия качества и специальным дополнительным признакам [35] помогает созданию оптимального варианта конструкции.

Из принципа следует практическое правило, сформулированное П.И. Орловым [30]: «Не останавливаясь на первом, пришедшем в голову, решении».

Принцип соответствия между функцией и структурой. На философском уровне этот принцип возводится в ранг закона, так как распространяется как на органы живых организмов, так и на ТО. Главный смысл закона заключается в том, что каждый элемент выполняет вполне определенную функцию (назначение) по обеспечению работы ТО, т.е. часть общей функции ТО. Если из машины или механизма будет удален какой-либо элемент, то они либо перестают работать (выполнять свою функцию), либо их технические характеристики ухудшаются.

Проверка превышения или недостатка необходимого числа элементов при разработке функциональной структуры ТО производится с помощью правила: для данного типа конструкции (ТО) должно существовать оптимальное число узлов и деталей, т.е. оптимальное расчленение на элементы.

При оценке лишних элементов нужно учитывать следующие соображения. С одной стороны, минимизация числа элементов в соответствии с принципом малодетальности (он разъясняется далее) уменьшает массу изделия, повышает надежность (известно, что с ростом числа элементов надежность уменьшается), уменьшает трудоемкость обработки совокупности деталей ТО при изготовлении и сборке, стоимость изготовления, обслуживания и ремонта. С другой стороны, введение

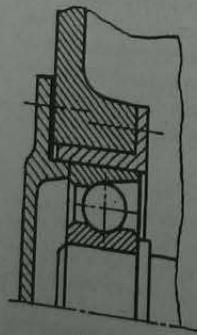


Рис. 4.1

новых элементов может улучшить качество изделия, сократив износ и увеличив долговечность конструкции. Например, введение стальных для установки подшипников в корпус из легких сплавов (рис. 4.1) уменьшает износ гнезд подшипников. Нужно также учитывать, что расчленение крупных сложных деталей на более простые (например, массивную вал-шестерню в главных редукторах вертолетов расчленяют на вал и шестерню) упрощает изготовление, увеличивает коэффициент использования материала (КИМ), устраняет необходимость в громоздком оборудовании (станке), позволяет легче устранять недостатки конструкции и изготовления более простых и менее габаритных деталей.

При некотором увеличении числа элементов облегчается и расширяется возможность стандартизации и унификации деталей и сопряжений.

Принцип малодетальности. Он обязывает по возможности совмещать несколько функций в одном узле или в одной детали при достаточной расчлененности конструкции, обеспечивающей ее живучесть [47]. Простым примером реализации этого принципа может служить прием совмещения в одной корпусной детали двух и более деталей, например совмещение в одной силовой детали одновременно крышки корпуса (функция — герметизация внутренней полости механизма, обеспечение защиты от вытекания смазки и попадания грязи в механизм), силовой детали для восприятия осевой нагрузки и передачи ее от вала через подшипник на корпус и силовой детали для передачи усилий от механизма к узлу крепления механизма на ЛА (рис. 4.2).

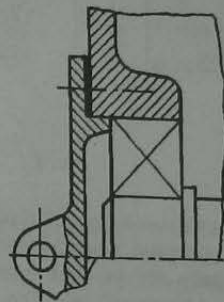


Рис. 4.2

Принцип рациональности силовой схемы. Он предусматривает необходимость обеспечивать уравновешивание действующих сил на возможно коротком участке и с помощью элементов, работающих на растяжение, сжатие или кручение. Силовая схема будет более рациональной, если в ней нет элементов, работающих на изгиб, или действие изгиба сведено к минимуму уменьшением плеч изгибающих сил и увеличением моментов сопротивления сечений изгибу за счет выбора формы сечения (двутаврового или кольцевого).

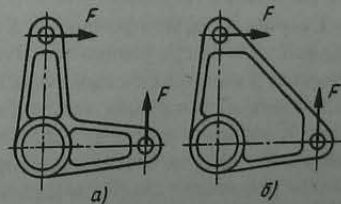


Рис. 4.3

Примером уменьшения действия изгиба является изменение конструктивной формы качалки (рис. 4.3, б) по сравнению с формой на рис. 4.3, а. Введение ребра между концами детали значительно уменьшает напряжения изгиба у оснований выступов качалки. Новый элемент — ребро — испытывает при нагрузке только сжатие или растяжение. Другим примером является устранение изгиба у крепежной детали (рис. 4.4). Стараясь придать корпусной детали (рис. 4.4, а) более про-

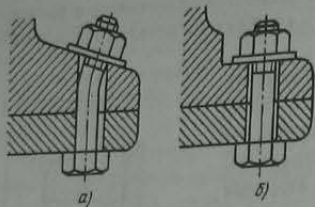


Рис. 4.4

чную форму, начинающий конструктор может не учесть условия работы крепежной детали. Для устранения ее изгиба, который возникает при наклонной поверхности, необходимо предусмотреть параллельность наружной поверхности и плоскости стыка (рис. 4.4, б).

Рациональной конструкции соответствует достижение ее минимальной массы.

Для уменьшения массы конструкции С.В. Ильюшин советовал конструктору соблюдать три правила: 1) «если хочешь создать легкую конструкцию, воспринимай силу там, где она родилась»; «не позволяй силе "долго гулять" по конструкции — это приводит к излишнему весу» (т.е. передача силы должна быть обеспечена по кратчайшему пути); 2) «проверяя прочность и надежность узла, детали, обращай внимание на те места, где "силовой поток прерывается" — в этих точках больше всего возможна ошибка»; 3) «всегда учитывая deformation делению сил». Снижение массы конструкции и каждой детали будет наиболее эффективным, если добиться равнопрочности всех элементов (принцип равнопрочности).

Принципы равнопрочности, равностойкости и равнонадежности. Первый из этих принципов обязывает конструктора стремиться к обеспечению в каждом сечении детали одинаковых запасов прочности для получения минимальной массы детали. Для решения этой задачи при конструировании длинных валов или оболочек применяются ЭВМ, так как расчет многих сечений вручную требует больших затрат времени. Задача решается удалением материала из малонапряженных мест детали и, в случае перенапряжения в отдельных местах (обычно в местах концентрации напряжений), добавлением в эти места массы. Увеличение размеров, введением местных утолщений, бобышек, ребер, приливами увеличивают сопротивление элементов разрушению. На рис. 4.5, а показано утолщение стенки корпуса механизма в месте передачи радиальной нагрузки от подшипника на стенку, а на рис. 4.5, б — введение бобышки для размещения крепежной детали из легкого сплава. Местная доработка массы экономит материал корпусной детали, не требуя увеличения толщины (и массы) всей стенки.

Силовая схема любой конструкции должна быть достаточно жесткой, чтобы форма и размеры отдельных элементов не изменялись под

нагрузкой выше строго определенных величин для данной конструкции. При оценке жесткости выявляется влияние деформаций на возможное перераспределение нагрузки на узлы и детали. Влияние упругости системы (конструкции) на перераспределение нагрузки внутри системы рассмотрено в [23, 30].

Принцип равностойкости для деталей авиационной и космической техники предусматривает не только обеспечение достаточной жесткости любого элемента, но и достижение минимальной равностойкости всей конструкции. Для этого в места конструкции, имеющие недостаток жесткости, вводят утолщения и т.п. (разд. 4.3). Увеличение жесткости элементов выше достаточной ведет к увеличению массы конструкции.

Надежность элементов конструкции обеспечивается прежде всего прочностью и жесткостью, правильным выбором допусков и посадок, точностью изготовления и сборки, учетом при расчетах и доводочных испытаниях всех эксплуатационных нагрузок, точностью расчетов. Снижает надежность недооценка всех условий работы, особенно случайных нагрузок, вибраций, грубое приближение расчетных схем к реальной конструкции. Конструктивные, производственные и эксплуатационные факторы, влияющие на надежность, рассмотрены в [20].

Принцип равнонадежности требует, чтобы основные показатели надежности (вероятности безотказной работы, средняя наработка на отказ, интенсивность отказов) были одинаковыми у всех деталей и, по возможности, у узлов изделий. Последнее достичь сложнее, чем равнонадежность деталей. При последовательном соединении n элементов в узле его вероятность равна произведению вероятностей элементов

$P_i(t)$, поэтому вероятность безотказной работы узла будет ниже вероятности безотказной работы детали в узле и существенно зависит от числа элементов.

Одним из путей повышения надежности узлов и системы (изделия) в целом является введение резервных (дублирующих) элементов и частей конструкции, а также восстановление — устранение отказов путем ремонта или замены деталей. Меры повышения надежности деталей и механизмов рассмотрены в [24, 32].

Принцип стандартизации. Он обязывает предъявлять и реализовывать при конструировании единообразные обязательные требования к

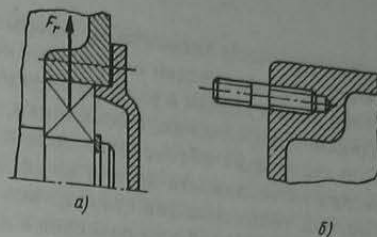


Рис. 4.5

конструктивным элементам и оформлению конструкторской документации. Стандартизации подвергают конструкцию элементов деталей и узлов и сами детали и узлы (крепежные детали, шпонки, шлицевые соединения, уплотнения, подшипники, муфты и т.д.) и их типоразмеры. Стандартизация обеспечивает повышение качества конструкции, позволяя изготавливать детали на специализированных предприятиях с высокой точностью (на стандартном оборудовании). Чем выше стандартизация деталей и их размеров в данной конструкции, тем более рациональной можно считать конструкцию. Подробнее принцип разъясняется в разд. 4.2.

Принцип унификации. Он предполагает многократное применение в конструкции одинаковых по назначению элементов, имеющих конструктивное подобие. К таким элементам относятся крепежные детали одного типа, детали с посадочными сопряжениями, шлицевые, шпоночные и другие соединения, детали уплотнений и т.д. Более подробно сведения об унификации элементов приведены в разд. 4.2.

Модульный (блочный) принцип. Он предполагает возможность создания новой конструкции из известных в технике элементов. Примером использования этого принципа является луноход. Отдельные элементы его конструкции были известны ранее, например гусеничный ход, механические передачи. Их новое соединение позволило создать уникальную конструкцию. Другим примером является применение давно известной ременной передачи в приводе хвостового (рулевого) винта вертолета.

Принцип агрегатирования. Он предусматривает возможность создания базовой конструкции, к которой можно присоединить различные рабочие органы, агрегаты и узлы. Примером может служить коробка (корпус) приводов размещающихся различных агрегатов (насосы основного и форсажного топлива, генераторы постоянного и переменного тока, агрегаты системы смазки и т.п.), которые можно заменять по мере их модификации.

4.1.2. Принципы, связанные с обеспечением производственно-технологических требований

Эти принципы служат связью между изображением будущих деталей на чертеже и натурной деталью, облегчая учет конструктором возможностей производства. Начинаящий конструктор может придать детали при их изготовлении. Поэтому при выборе вида поверхности для участка детали нужно предусматривать, на каких станках ее можно

изготовить или получить другими способами (литьем, штамповкой, сваркой). Необходимые сведения даны в гл. 5.

На стадии конструирования нужно также предусматривать возможности контроля изготовления детали, сборки, регулировки, технического обслуживания и ремонта узлов будущего изделия.

Конструкция будет более технологичной, если конструктивные решения обеспечат: возможность применения прогрессивных технологических процессов изготовления (способов формообразования деталей) при высокой степени автоматизации этих процессов; рациональное использование материалов; учет особенностей получения заготовки и ее доставки оборудованию; собираемость узлов без подгонки по месту; минимум регулировочных операций и точность взаимного расположения деталей; максимальное внедрение стандартизации и унификации; назначение посадок сопряженных деталей в соответствии с условиями эксплуатации и другие мероприятия, связанные с техническим обслуживанием и ремонтом, контролем работоспособности при эксплуатации [20].

Принцип соответствия формы заготовки форме детали. Он обязывает конструктора учитывать, что наименьшие отход материала при изготовлении детали и объем механической обработки будут тогда, когда форма заготовки максимально приближена к форме детали. Рекомендации по выбору заготовки и способам изготовления приведены в следующей главе. Также нужно учитывать влияние технологии изготовления на форму детали. Поясним это примером (рис. 4.6, а). Для обеспечения равнопрочности вала при поперечной нагрузке наружная или чаще внутренняя поверхность должна быть поверхностью с кривизной 2-го порядка. Однако получить такую поверхность механической обработкой или штамповкой крайне затруднительно. Возможности технологии диктуют более простую форму поверхности (рис. 4.6, б).

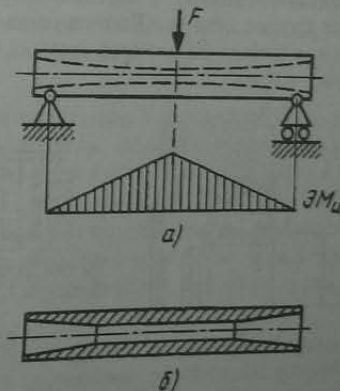


Рис. 4.6

Принцип взаимозаменяемости. Его применение при сборке или ремонте позволяет заменять бракованную деталь другой без дополнительной обработки и подгонки по месту. Он обязывает назначать стан-

дантизованные размеры и предельные отклонения размеров и формы в строгой зависимости от условий работы.

Принцип обеспечения точности взаимного положения деталей. Он обязывает предусматривать правильный выбор базовых поверхностей, точности центрирования и фиксации деталей по плоскости, создавать условия для производительной и качественной сборки без подгонки, обеспечивать в конструкции компенсацию погрешностей изготовления и сборки (разд. 3.1). В некоторых случаях этот принцип сочетается с принципом самоустанавливаемости.

Из принципа следует правило: фиксация (сопряжение) одной детали относительно другой или других деталей должна осуществляться по одной поверхности, а между другими поверхностями нужно обеспечивать гарантированный зазор, не допускающий соприкосновения деталей при деформации сопряженных деталей под нагрузкой и воздействии температуры.

Форма сопрягаемой поверхности чаще всего бывает плоской, как у фланца и выступа крышки корпуса (рис. 4.7, а), или цилиндрической (рис. 4.7, б). Если возникает необходимость сопряжения по двум параллельным плоскостям, например по боковым граням шпонки в соединении вал-ступица, то это требует установки одной детали с натягом в две другие детали. Шпонка устанавливается с натягом по рабочим граням, а между ее верхней гранью и пазом ступицы предусмотрен зазор (рис. 4.7, в).

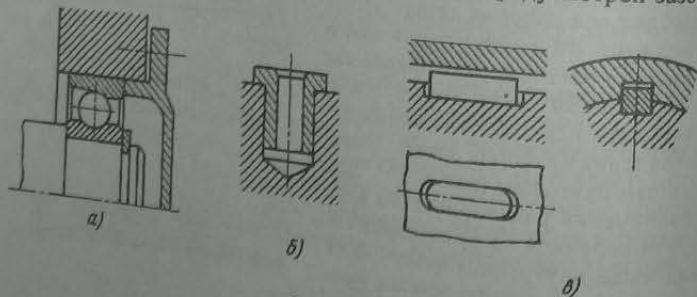


Рис. 4.7

В гл. 5 рассмотрены пути реализации главных принципов.

4.2. Стандартизация и унификация

Стандартизация — это регламентирование конструкции и типов размеров широко применяемых машиностроительных деталей, узлов, агрегатов. Стандартизация ускоряет проектирование, облегчает изготовле-

ние, эксплуатацию и ремонт машин и механизмов и при целесообразности конструкции стандартных деталей способствует увеличению надежности машин.

В зависимости от сферы действия предусматриваются следующие категории стандартов: государственные (ГОСТ), отраслевые (ОСТ), республиканские (РОСТ) и стандарты предприятий (объединений) (СТП). Государственные стандарты обязательны для всех предприятий, организаций и учреждений страны в пределах сферы их действия. Отраслевые стандарты используют все предприятия и организации данной отрасли (например, авиационной, станкостроительной и т.д.), а также другие предприятия и организации (независимо от ведомственной принадлежности), разрабатывающие, изготавливающие и применяющие изделия, которые относятся к номенклатуре соответствующего министерства. Республиканские стандарты обязательны для всех предприятий и организаций республиканского и местного подчинения данной республики, независимо от их ведомственной принадлежности. Стандарты предприятий действуют только на предприятии, утвердившем данный стандарт.

ГОСТы устанавливают требования преимущественно к продукции массового и крупносерийного производства широкого и межотраслевого применения, например ряды нормальных линейных размеров, нормы точности зубчатых передач, допуски и посадки, размеры и допуски резьбы и др.

ОСТы устанавливают требования к продукции, технической оснастке, инструменту, специфическим для отрасли. Объектами отраслевой стандартизации могут быть машины, оборудование, приборы, детали и составляющие части этих машин; сырье, материалы, топливо, полуфабрикаты, применяемые в отрасли; типовые технологические процессы внутриотраслевого применения. ОСТы разрабатывают также для ограничения, например, типоразмеров крепежных деталей, полей допусков и посадок.

РОСТы устанавливают требования к продукции, выпускаемой предприятиями республиканского и местного подчинения республики, например к сырью, материалам, топливу и полезным ископаемым внутриреспубликанского производства и применения; к отдельным типам изделий массового или серийного производства, относящимся к профилю республиканских министерств, товарам народного потребления.

СТП распространяются на нормы, правила, методы, составные части изделий, имеющие применение только на данном предприятии, например на оснастку, инструмент, типовые технологические процессы. Стандарты предприятий могут также устанавливать ограничения по

применяемой номенклатуре деталей, составных частей, материалов, предусмотренные ГОСТами, ОСТАми или РОСТАми.

В зависимости от объекта и содержания стандарты делят на стандарты технических условий, параметров (размеров), типов, марок, сортамента, конструкции, правил приемки, методов испытаний, правил эксплуатации и ремонта, типовых технологических процессов и др.

Преимущества стандартизации реализуются в полной мере при централизованном изготовлении стандартных изделий на специализированных заводах, например подшипников качения, резьбовых крепежных деталей и т.п. Это разгружает машиностроительные заводы от трудоемкой работы изготовления стандартных изделий и упрощает снабжение ремонтных предприятий запасными частями. Стандартизация является существенным фактором снижения себестоимости машин и ускорения проектирования. Ожидаемый эффект от стандартизации может дать только обязательное соблюдение стандартов, поэтому стандарты имеют силу закона.

Унификация — это приведение объектов одинакового функционального назначения к единообразию по установленному признаку и рациональное сокращение числа этих объектов на основе данных об их эффективной применимости. Таким образом, при унификации устанавливаются минимально необходимые, но достаточные число типов, видов, типоразмеров, изделий, сборочных единиц и деталей, обладающих высокими показателями качества и полной взаимозаменяемостью.

В основе унификации деталей, узлов, агрегатов, машин и приборов лежит их конструктивное подобие, которое определяется общностью функций, рабочего процесса, условий работы изделий, т.е. общностью эксплуатационных требований. К таковым, например, относятся характер нагрузки, температурные условия, силовая и тепловая напряжен-

ность и др. Унификация — наиболее распространенная и эффективная форма стандартизации, так как стандартизация изделий, их составных частей и деталей обязательно предполагает их унификацию. Например, при использовании стандартных крепежных деталей и подшипников качения в изделии стремятся к их унификации, т.е. сокращению типов и их размеров.

Унификация конструктивных элементов позволяет сократить номенклатуру обрабатывающего, измерительного и монтажного инструмента. Унификации подвергаются посадочные сопряжения, резьбовые соединения (по диаметрам, типам резьб, посадкам и точности размеров, размерам под ключ), шпоночные и шлицевые соединения (по диаметрам, формам шпонок и шлицев, посадкам и точности размеров), зубчатые зацепления (по модулям, типам зубьев и точности размеров), фас-

ки и галтели (по размерам и типам) и т.д. Целесообразно сокращать номенклатуру материалов, виды отделочных операций, типы сварки, формы сварных швов и др.

Для иллюстрации на рис. 4.8 показан пример унификации конструкции вала с насадными зубчатыми колесами. В конструкции вала (рис. 4.8, а) допущен значительный разбой в размерах посадочных диаметров, резьб, шпонок и модулей зубьев, насаживаемых на вал зубчатых колес. Более рациональной является конструкция, изображенная на рис. 4.8, б. Здесь сокращено число посадочных размеров, унифицированы зубчатые колеса достигается увеличением их длины. Унифицированы резьбы. В общей сложности номенклатура элементов сокращена более чем в два раза.

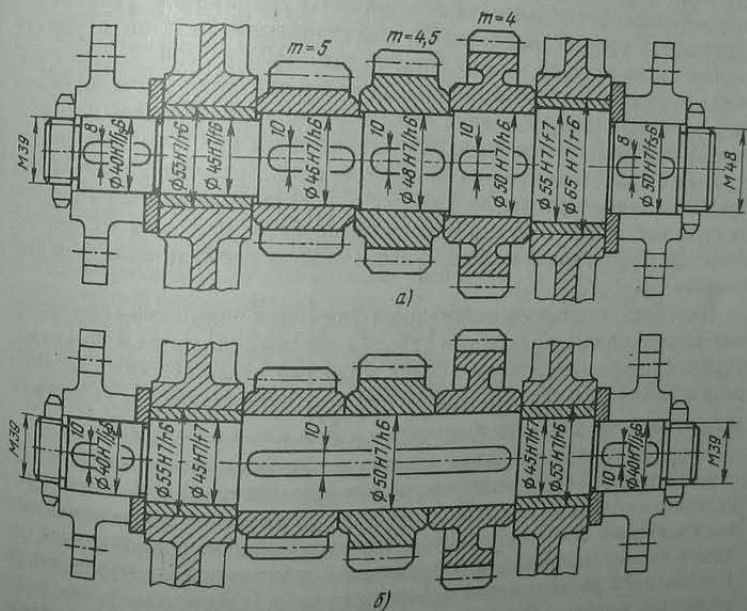


Рис. 4.8

Унификация оригинальных деталей и узлов может быть внутренней (в пределах данного изделия) и внешней (заимствование деталей с

инных машин данного или смежного завода). Наибольший экономический эффект дает заимствование деталей серийно изготавливаемых машин, когда детали можно получить в готовом виде.

Использование при конструировании унификации и стандартизации деталей и узлов дает большой экономический эффект, повышает надежность и долговечность всей конструкции, сокращает время конструирования и освоения новых машин, обеспечивает взаимозаменяемость деталей.

4.3. Обеспечение прочности деталей и узлов

Нарушение нормальной работы детали, связанное с потерей прочности, может наступить в результате разрушения или проявления недопустимых упругих и пластических деформаций (пластическая деформация поверхностей шпоночных и зубчатых соединений, рабочих поверхностей крепежных деталей, выдавливание ямок на дорожках подшипников качения, искривление балок, валов и осей, осадка и вытяжка пружин и т.п.). Возможен выход из строя в связи с усталостными разрушениями (выкрашивание поверхностей зубьев шестерен и элементов подшипников качения, разрушение валов при циклическом нагружении и т.п.) или в связи с ползучестью, которая чаще проявляется при высокой температуре, а у пластмасс — и при низкой (например, иллюстраций ползучести при низкой температуре является то, что уплотнение с прокладкой из фторопласта требует периодического подтягивания).

Наиболее простыми и очевидными способами повышения прочности являются увеличение размеров детали в опасных сечениях и замена материала детали материалом с более высокими механическими характеристиками (σ_B , σ_T , σ_{-1}). Однако при этом увеличиваются габариты и масса или возрастают трудоемкость изготовления и стоимость.

Следует больше внимания уделять конструктивным и технологическим способам обеспечения прочности при минимальной массе, в результате которых может быть достигнуто уменьшение напряжений и их выравнивание. Это может быть достигнуто выбором рациональной системы размещения колеса ближе к опорам. Конструктивные элементы, ослабляющие вал и являющиеся концентраторами напряжений, такие как радиальные и осевые отверстия, резьбы, шпоночные канавки и т.п., также стремятся разместить в зонах меньшей напряженности. Выполняя вал, работающий на изгиб и кручение, полым, что приводит к снижению массы, получают более равномерное распределение напряжений по

длине вала, варьируя диаметр отверстия в различных сечениях вала в зависимости от напряженности. При этом равнопрочность при меньшей массе достигается путем увеличения прочности менее прочных сечений при уменьшении прочности более прочных. Кроме обеспечения равнопрочности детали, стремятся также и к равнопрочности деталей в составе узла. Например, при соединении корпусных деталей в количестве соединяющих резьбовых деталей и их размещение выбирают в соответствии с прочностью соединяемых деталей.

Одним из эффективных способов уменьшения напряженности, в результате чего повышается прочность деталей, является увеличение числа элементов, передающих нагрузку, например увеличение числа сателлитов в планетарной передаче, применение многошпоночного соединения или зубчатого (шлицевого) вместо шпоночного. При этом необходимо учитывать неравномерность распределения нагрузки между элементами. Для ее уменьшения звенья планетарной передачи выполняют плавающими. Из-за возникающей неравномерности не рекомендуется применять многошпоночное соединение с призматическими или сегментными шпонками, так как установка второй такой шпонки (рис. 4.9, а) незначительно увеличивает несущую способность соединения из-за погрешности изготовления, тогда как установка нескольких цилиндрических шпонок (рис. 4.9, б) увеличивает несущую способность практически во столько же раз, что достигается благодаря совместной обработке отверстий под шпонку во втулке и в валу. Деформации деталей при передаче нагрузок также влияют на распределение нагрузок в зоне силового воздействия, компенсируя погрешности изготовления.

Например, для выравнивания неравномерности нагрузок между роликами подшипников качения, возникающей из-за разности их размеров и зазоров в подшипнике, ролики делают податливыми (полыми или витыми). Но деформации могут являться и причиной неравномерности распределения нагрузок между витками резьбы резьбового соединения

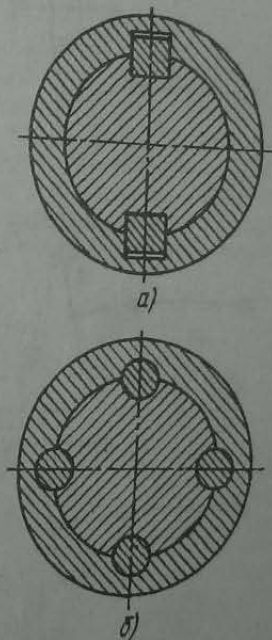


Рис. 4.9

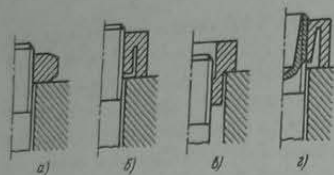


Рис. 4.10

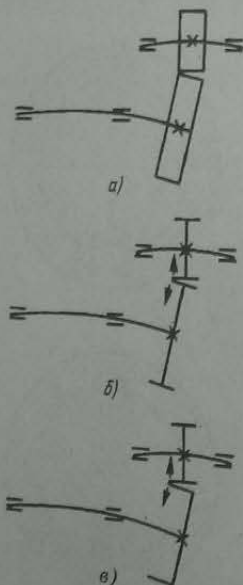


Рис. 4.11

пряжения изгиба, его рекомендуется выполнять, как показано на рис. 4.12, б, применяя стыковой шов. Тем самым шов переходит в зону, где исключать изгиб стержня болта при установке гайки и головки болта на параллельные плоскости (рис. 4.13, а), выполняют различные виды механической обработки, например цековку (рис. 4.13, б), используют

винт-гайка (рис. 4.10, а), в котором стержень винта растягивается, а тело гайки сжимается. Для уменьшения неравномерности в последнем случае существует ряд конструктивных решений. Наиболее эффективным из них является применение гайки, тело которой в зоне витков не сжимается, а растягивается, например гайки с поднутрением (рис. 4.10, б) или висячей гайки (рис. 4.10, в). При этом изменением сечения тела винта и гайки по высоте (рис. 4.10, г) можно добиться еще более высокой равномерности распределения нагрузки по виткам резьбы. Неравномерность нагрузки по длине зубчатой передачи, возникающая из-за погрешностей изготовления и монтажа или деформаций изгиба вала при консольном (или несимметричном относительно опор) расположении зубчатого колеса (рис. 4.11, а) может быть уменьшена применением узкого и податливого обода (рис. 4.11, б), причем для увеличения податливости диск колеса может быть выполнен несимметричным относительно обода (рис. 4.11, в).

Во всех случаях по возможности следует заменять изгиб сжатием-растяжением или сдвигом. А если изгибное напряжение неизбежно, то нужно уменьшать плечо действия изгибающих сил. Чтобы в сварочном шве днища бака, показанного на рис. 4.12, а, уменьшить на- изгибающий момент значительно меньше, чем в первом случае. Чтобы

сферические шайбы (рис. 4.13, в) или выполняют торцовую поверхность конической (рис. 4.13, г). В последнем случае напряжения изгиба остаются, но значительно снижаются. Приведенный пример с установкой гайки и головки болта на непараллельные поверхности показывает, что при нагружении деталей растягивающими силами вызывается изгиб, причиной которого является внецентренное приложение нагрузки к стержню болта, в результате чего в несколько раз увеличиваются нормальные напряжения в стержне. То же самое происходит при соединении костью (рис. 4.14, а) и при несимметричной опорной поверхности головки (рис. 4.14, б), а исключение асимметрии (рис. 4.14, в) обеспечивает центральное приложение нагрузки и устранение изгиба. При сжатии-растяжении двух деталей, соединенных болтами или заклепками (рис. 4.15, а), также возникает изгиб соединяющих деталей, устраняемый переходом к форме в виде вилки (рис. 4.15, б), при котором соединяющие детали работают только на срез и смятие.

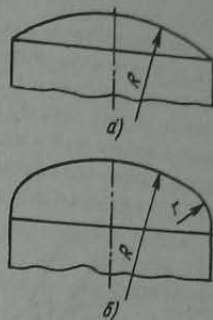


Рис. 4.12

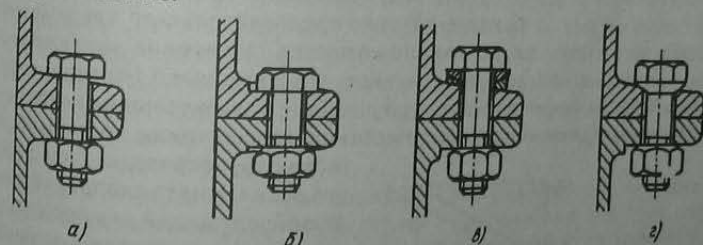


Рис. 4.13

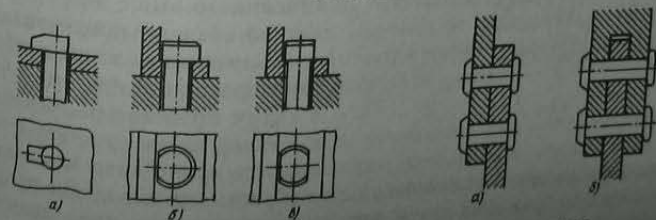


Рис. 4.14

Рис. 4.15

Большие возможности для повышения прочности (в настоящее время недостаточно используемые) заключаются в применении композиционных материалов. Эти материалы отличаются тем, что при изготовлении из них деталей последним можно придать свойства, согласованные с величиной и направлением действующих силовых факторов, а в этом направлении поместить больше силовых волокон. Примером могут служить силовые элементы манипулятора МТКК «Спейс Шаттл».

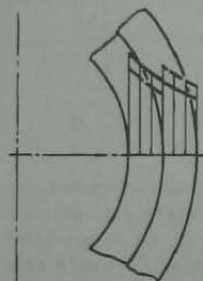


Рис. 4.16

Так же снижаются максимальные напряжения и, следовательно, повышается прочность при применении предварительно напряженных конструкций. Например, на рис. 4.16 сплошной линией показана эпюра напряжений в стенке целой трубы, находящейся под давлением. Если выполнить трубу составной из двух цилиндрических труб, собранных с натягом, то после запрессовки во внутренней трубе возникнут напряжения сжатия, а в наружной — напряжения растяжения. В этом случае при внутреннем давлении той же величины эпюра напряжений примет вид, показанный пунктирной линией. В итоге влияние предварительного напряжения состоит в том, что на внутреннем участке суммарное напряжение уменьшилось, а на наружном — увеличилось; однако максимальное значение напряжения во втором случае (с предварительным напряжением) меньше, чем в первом. Описанный способ также применяют в

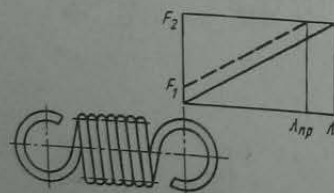


Рис. 4.17

гибких трубопроводах большого давления с металлической оплеткой, служащей для предохранения гибкого трубопровода от повреждений. Для получения описанного выше эффекта оплеткой создают предварительное напряжение сжатия в гибком трубопроводе. В другом случае, в витой пружине растяжения, имеющей характеристику (зависимость «сила—перемещение»), возможно создание предварительного напряжения путем, например, скручивания проволоки при наивке. Тогда характеристика примет вид, показанный пунктирной линией, а при исходном положении пружины, показанном на рисунке, и

усилии F_2 перемещение пружины $\lambda_{пр}$, а значит, и напряжение в ней станут значительно меньше, чем те, которые были.

Одним из способов снижения нагрузок, приводящих к повышению прочности, является изменение характера нагружения путем проведения конструктивных мероприятий, уменьшающих динамическую составляющую нагрузки. Примерами могут служить применение фрикционных сцепных муфт, сглаживающих пусковую нагрузку, уменьшение неуравновешенных сил статической и динамической балансировкой, ды колебаний, снятие фасок (фланкирование) для снижения амплитуды уменьшения напряжений от действия динамических нагрузок при высокой частоте вращения.

Особое значение имеет обеспечение прочности деталей, подвергающихся циклической нагрузке. Эти детали разрушаются при напряжениях, значительно меньших предела прочности материала, и, как показывает статистика, большая часть поломок и аварий, происходящих при эксплуатации машин, вызвана усталостными явлениями. Поэтому проблема усталостной прочности при переменном нагружении является одной из ключевых для повышения надежности и долговечности деталей.

Сопротивление усталости зависит от состояния поверхности, особенно в тех случаях нагружения, когда наибольшие напряжения возникают в поверхностном слое (изгиб, кручение, сложные напряженные состояния). Грубая механическая обработка, вызывающая сдвиги, надрывы и микротрещины, снижает предел выносливости, тонкая (например, полирование) — повышает. Предел выносливости снижается также при износе и коррозии.

Одним из способов уменьшения величины циклических напряжений является повышение упругости деталей в направлении действия нагрузок или введение упругих связей (деталей с меньшей жесткостью) между деталями, передающими и воспринимающими нагрузку. При циклическом крутящем моменте можно уменьшить амплитуду напряжений цикла введением упругих муфт. Переход от подшипников качения к подшипникам скольжения снижает пики нагрузок благодаря амортизирующему действию масляного слоя, что особенно эффективно при жидкостном трении.

Когда не удается существенно уменьшить циклические нагрузки или снизить циклические напряжения, прибегают к специальным способам повышения сопротивления усталости, которые можно разделить на технологические и конструктивные.

В первом случае переходят на стали вакуумной плавки или электродугового переплава, обладающие повышенной циклической прочно-

стью, применяют закалку с низким отпуском, повышающую предел выносливости. Создание предварительных напряжений сжатия смещает средние напряжения циклов в область сжатия, что повышает предел выносливости. Поэтому в наиболее напряженных местах применяют упрочняющую обработку, например поверхностную закалку, гидрополирование, обкатывание роликом и алмазное выглаживание поверхностей валов и гидро- и пневмоцилиндров, дробеструйную обработку пружин и зубчатых колес, цементацию и азотирование зубьев, обработку деталей лазером и ионную имплантацию (внедрение упрочняющих веществ в результате бомбардировки поверхностей).

Конструкторские способы повышения усталостной прочности состоят в придании деталям форм, благоприятных для случая действия циклических нагрузок и, в первую очередь, в мероприятиях по уменьшению концентрации напряжений. Для этого у ступеней валов выполняют радиусные переходы (галтели) (рис. 4.18, а), делают разгрузочные канавки (проточки) (рис. 4.18, б). При установке детали на валу с натягом (рис. 4.19, а) в нем возникают осевые растягивающие напряжения за кромками, а во втулке — увеличение давления у кромок. Для исключения этого изменяют соответственно форму вала и втулки (рис. 4.19, б). У зубчатых колес с большим модулем $m > 3$ мм переходы у корня зуба с целью уменьшения концентрации напряжений выполняют специальной формы и с малой шероховатостью поверхностей (рис. 4.20). Шестерни для увеличения прочности зубьев при изгибе обрабатывают со смещением инструмента (применяют корригирование), что устраняет уменьшение сечения зуба у корня. У сварных соедине-

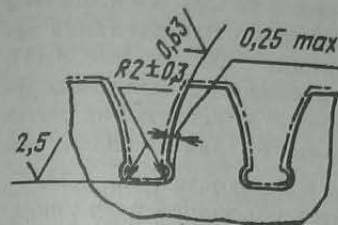


Рис. 4.20

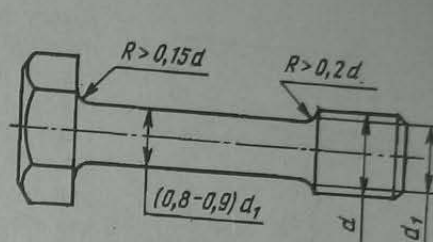


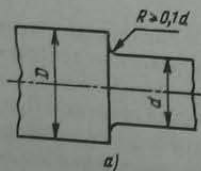
Рис. 4.21

ний для уменьшения концентрации напряжений стремятся заменить угловые швы на стыковые, у болтов и винтов увеличивают радиусы скругления во впадинах резьбы, увеличивают радиус перехода от стержня к головке и делают податливые болты с эллипсными радиусными переходами (рис. 4.21).

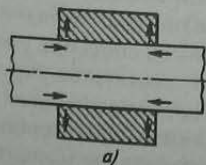
4.4. Обеспечение жесткости деталей

Жесткость определяет способность детали сопротивляться деформации при нагружении. Различают статическую жесткость, контактную жесткость, жесткость гидравлических систем и т.п. Жесткость может зависеть от величины нагрузки (коническая витая пружина имеет нелинейную характеристику) и вида деформации (стержни открытых сечений, например на рис. 4.22, имеют высокую жесткость на изгиб и растяжение и малую — на кручение, а цилиндрические втулки и прорезные пружины, как, например, показанная на рис. 4.23, — наоборот).

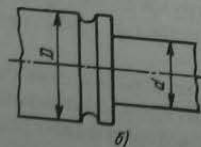
Недостаточная жесткость ведет к потере устойчивости деталей, например длинных винтов в передачах винт-гайка и стержневых деталей (тяг) в рычажных механизмах систем управления ЛА. Недостаточная жесткость одной из деталей может влиять на работу сопряженных с ней деталей. Например, малая изгибная жесткость вала приводит к пе-



а)

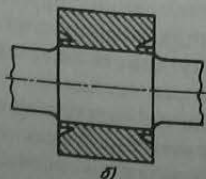


а)



б)

Рис. 4.18



б)

Рис. 4.19

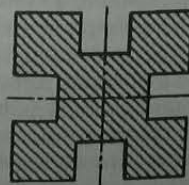


Рис. 4.22

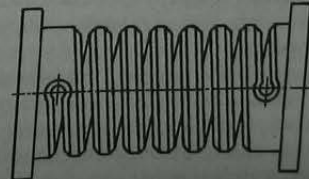


Рис. 4.23

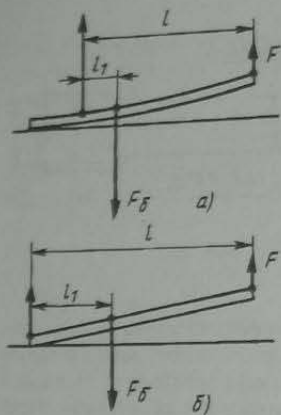


Рис. 4.24

рекоосу зубчатого колеса, а в итоге — к неравномерности распределения нагрузки по длине зуба (см. рис. 4.11). При малой жесткости соединяемых деталей (рис. 4.24, а) нагрузка на стягивающие болты F_δ значительно больше, чем при большой жесткости (рис. 4.24, б), что объясняется разницей плеч приложения сил при той же величине внешней нагрузки F .

Высокая жесткость может привести к увеличению ударных нагрузок, ухудшению условий смазки и т.д. Работа многих деталей и механизмов, например пружин, гибких колес волновых передач и т.п., вообще основана на малой жесткости.

Но чаще всего в инженерной практике стоит задача повышения жесткости, т.е. уменьшения деформаций, для решения которой применяют различные способы.

Наиболее простой способ уменьшения деформаций заключается в уменьшении уровня напряжений. Однако этот путь нерационален, так как он сопряжен с увеличением массы конструкции. Дело в том, что для применяемых конструктивных материалов отношение модуля упругости к плотности есть величина постоянная. Поэтому использование материалов с большим модулем упругости приводит к увеличению массы, так как жесткость в деталях одинаковой конфигурации практически пропорциональна массе. Переход к более прочным материалам с целью уменьшения массы конструкции ведет к снижению жесткости из-за уменьшения размеров, а значит, к необходимости компенсировать это снижение конструктивными мерами. Поэтому преимущественное значение при конструировании имеет не выбор материала, а конструктивные меры, позволяющие создать достаточно прочные и жесткие конструкции.

В случае растяжения-сжатия возможность увеличения жесткости мала, так как форма сечения не играет существенной роли, а деформации зависят от площади сечения, которая определяется прочностью. Поэтому единственным способом повышения жесткости в этом случае является уменьшение длины детали или увеличение площади сечения. В случае кручения эффективными средствами повышения жесткости

являются уменьшение длины детали на участке кручения и, особенно, увеличение диаметра, так как полярный момент инерции сечения возрастает пропорционально четвертой степени диаметра. Повышение массы при увеличении диаметра можно компенсировать переходом от сплошного сечения к кольцевому. В случае изгиба рациональным способом уменьшения деформаций является целесообразный выбор формы сечений с большим значением момента инерции, характера нагружения, типа и расстановки опор. Поскольку влияние линейных размеров детали при изгибе велико, имеются эффективные способы увеличения жесткости. В общем случае для повышения жесткости без увеличения массы детали необходимо повышением момента инерции усиливать участки сечений, подвергающиеся при данном виде нагружения наиболее высоким напряжениям, и удалять ненагруженные и малонагруженные участки. При растяжении-сжатии все участки сечения нагружены одинаково, поэтому форма сечения не влияет на жесткость. При кручении более напряжены внешние волокна, а по направлению к центру напряжения уменьшаются до нуля. Поэтому, если деталь работает на кручение, с точки зрения жесткости рациональным является сечение, близкое к кольцевому. При изгибе наиболее напряжены участки сечения, максимально удаленные от нейтральной оси. Поэтому, если деталь работает на изгиб, рациональным является сечение, близкое к двутавровому.

Наибольшей жесткостью (и прочностью) при наименьшей массе обладают развитые по периферии полые тонкостенные детали типа коробов, труб и оболочек. Правильно сконструированные для повышения жесткости детали в своих элементах напоминают указанные формы. В них используется эффективный способ повышения жесткости — замена деформаций изгиба и кручения деформациями растяжения-сжатия (или сдвига). Повышенная жесткость деталей, работающих на растяжение-сжатие, обусловлена лучшим использованием материала при этом виде нагружения, так как напряжения одинаковы по всему сечению и предел нагружения наступает, когда напряжения во всех точках сечения одновременно достигают опасного значения. А в случае изгиба и кручения нагружены преимущественно крайние волокна сечения и предел нагружения наступает, когда напряжения в них достигают опасных значений, тогда как сердцевина остается недогруженной. Показанный на рис. 4.25, а кронштейн подвергается изгибу, конец кронштейна под нагрузкой перемещается почти по направлению действия силы и для ограничения деформаций его материал используется мало. В раскосом кронштейне (рис. 4.25, б) его стенки работают преимущественно на растяжение-сжатие. Конструкция становится еще более жесткой (и прочной), если стенки соединить перемычкой (рис. 4.25, в).

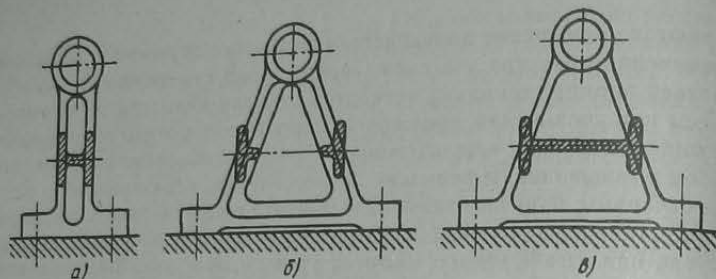


Рис. 4.25

Если из-за конструкции или функционального назначения детали нельзя избежать изгиба, то на первый план выступает задача уменьшения деформаций и напряжений изгиба. Поскольку напряжения и деформации изгиба балок, опертых по концам, меньше, чем консольных, то при консольной установке зубчатых колес на валах стремятся уменьшить величину консоли, максимально приблизить точку приложения сил к опоре или переходят к межопорному расположению.

В общей постановке задача увеличения жесткости деталей системы заключается в том, чтобы найти точки наибольших перемещений системы, деформируемой под действием нагрузки, и предотвратить эти перемещения введением дополнительных элементов. В качестве этих элементов чаще всего используются ребра, раскосы или перегородки. С помощью ребер достигают необходимой жесткости в нужных направлениях, с помощью раскосов увеличивают жесткость в поперечных направлениях, а перегородки блокируют деформации поперечными и диагональными связями и служат для организации совместной работы частей конструкции.

При увеличении жесткости последовательной системы деталей большое внимание следует уделять наиболее податливому элементу системы, имеющему решающее значение. Например, в резьбовом упругом соединении для увеличения жесткости системы соединения следует, в первую очередь, уменьшать толщину упругой прокладки в стыке и выполнять прокладку из материала с большим модулем упругости.

В составных конструкциях из нескольких деталей обеспечивают жесткость узлов сопряжения, исключая зазоры в них, применяя посадки с натягом и силовую затяжку узлов.

Для повышения контактной жесткости увеличивают площадку контакта, уменьшают шероховатость контактирующих поверхностей, изменяют подгонку форм поверхностей.

Глава 5. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И КОНТРОЛЯ

Конструируя детали авиационно-космической техники, необходимо учитывать не только факторы, обеспечивающие их работоспособность (прочность, жесткость, износостойкость и т.д.) при минимальных массах и габаритах, но и технологические возможности производства, позволяющие применение наиболее экономичных способов изготовления.

Деталь (изделие) будет технологичной в том случае, если конструктивное решение обеспечивает наименьшие затраты труда, времени и средств на изготовление, т.е. быстрое и экономичное освоение ее производства с использованием современных технологических процессов.

Технологичность конструкции связана с масштабами производства: технологичная конструкция, предназначенная для изготовления в условиях мелкосерийного производства, может оказаться нетехнологичной для массового или крупносерийного. При выборе способа изготовления детали предпочтение следует отдавать наиболее производительным методам получения заготовки и ее обработки почти без снятия стружки при последующей механической отделке (штамповке, холодной высадке, чеканке) или стремиться, чтобы объем механической обработки был минимальным (литье, сварка).

5.1. Механически обрабатываемые детали

Механическая обработка является наиболее трудоемким и дорогим способом изготовления деталей, и ее стоимость может достигать 70% от общей стоимости детали. Если не представляется возможным полностью исключить механическую обработку при изготовлении детали, то при ее конструировании необходимо придерживаться следующих рекомендаций:

- уменьшать количество металла, снимаемого при обработке, предусматривая изготовление деталей из заготовок с формой, возможно близкой к форме окончательного изделия;

- сокращать протяженность механически обрабатываемых поверхностей до конструктивно необходимого минимума;

- облегчать изготовление трудоемких деталей за счет применения составных конструкций;

- обеспечивать возможность применения наиболее производительных способов механической обработки (многолезвийного инструмента, обработку напроход, обработку соосных и параллельных отверстий с одного станова и др.);

унифицировать размеры и формы обрабатываемых элементов с целью сокращения номенклатуры обрабатывающего инструмента;

придавать обрабатываемым участкам жесткость, достаточную для противодействия силовому давлению режущего инструмента и обеспечения необходимой точности размеров и формы при применении производительных способов обработки;

предусматривать удобные для контроля размеров базы, позволяющие применять, по возможности, универсальный измерительный инструмент.

Непосредственно перед конструированием детали необходимо с учетом особенностей ее эксплуатации и возможностей производства выбрать материал и вид заготовки, из которой она будет изготавливаться. Учитывая высокие требования по удельным прочностным характеристикам к изделиям авиационно-космической техники, следует отдавать предпочтение заготовкам, полученным ковкой или штамповкой, а для менее ответственных деталей рационально использовать литье и сортовой прокат (прутки, профили).

Рассмотрим на отдельных примерах использование вышеуказанных рекомендаций по конструированию деталей, требующих механической обработки.

Согласование формы детали со способом ее обработки и контроля. Размеры и форма элементов детали, назначаемые конструктором, должны учитывать способы механической обработки и необходимых измерений и соответственно размеры режущего и вид измерительного инструментов. Например, при нарезании шлицев, как показано на рис. 5.1, а, выбор радиуса выхода впадин шлицев, определяющего диаметр фрезы, осуществляется исходя из необходимости повышения производительности обработки, с одной стороны, а с другой — излишнее увеличение радиуса R ведет к увеличению длины нерабочего участка шлицев $l_{нр}$, что по конструктивным соображениям не всегда допустимо.

Наиболее технологичным методом изготовления внутренних шлицев является протягивание, что возможно при твердости обрабатываемого материала < 350 НВ. При удовлетворении этому требованию конструкция шлицевого участка вала, показанная справа на рис. 5.1, б, технологичнее приведенной на том же рисунке слева, так как позволяет использовать протяжку в качестве режущего инструмента, в противном случае шлицы могут быть получены только долблением. Если в конструкции концевой участка вала (рис. 5.1, в), предназначенного для установки подшипника, шлифованию должна подвергаться только цилиндрическая поверхность, то замена галтели на канавку диаметром d_1 и шириной b позволяет улучшить условия работы шлифовального круга.

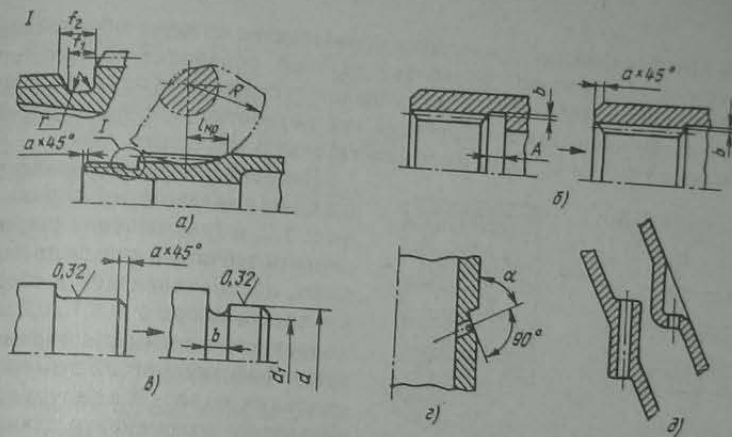


Рис. 5.1

При проектировании отверстий, располагаемых под углом к поверхности детали $\alpha < 90^\circ$, для предотвращения поломки сверла необходимо предусматривать подторцовку, перпендикулярную к оси отверстия (рис. 5.1, з). Следует также иметь в виду, что уменьшение угла наклона отверстия приводит к увеличению концентрации напряжений на его кромке. На рис. 5.1, д показаны способы спрямления площадок под сверления в корпусных деталях, получаемых литьем.

При конструировании детали необходимо предусматривать возможность свободного подхода режущего инструмента к обрабатываемой поверхности, а для элементов детали, подвергающихся шлифованию, долблению, нарезанию резьбы, — выход режущего инструмента. Обычный выход режущего инструмента обеспечивается канавками (см. рис. 5.1, а, б, в), форма и размеры которых для каждого случая стандартизованы.

Для облегчения сборки сопрягаемых деталей, обеспечения плавного захода режущего инструмента, снижения концентрации напряжения на торцах деталей выполняют фаски шириной a , обычно под углом 45° .

Целесообразно обеспечивать обработку максимального числа поверхностей детали с одного установа, за одну операцию, с применением одного инструмента, используя все возможности станка. Повышение производительности обработки достигается за счет применения комбинированного инструмента, осуществляющего одновременно несколько поверхностных операций или обрабатывающего одновременно несколько поверхностей (сверло-зенкер, резцовые блоки, наборные фрезы и т.д.).

В крупносерийном и массовом производстве следует обеспечивать возможность групповой обработки деталей, обработки поверхностей напроход. Конструктор в этом случае предусматривает базы, фиксирующие взаимное положение деталей при обработке, причем их обрабатываемые участки должны иметь достаточную жесткость.

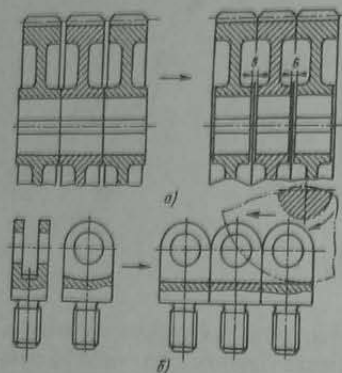


Рис. 5.2

Переход к конструктивному решению, показанному справа на рис. 5.2, а (уменьшение ширины ступицы зубчатого колеса до величины, обеспечивающей в сборке комплекта зазоры $s = 0,1 \dots 0,2$ мм), делает возможным одновременную обработку фрезой зубьев нескольких колес. В конструкции вилчатого наконечника отказ от паза, профилированного по дуге окружности (рис. 5.2, б), дает возможность последовательной групповой обработки этого паза напроход.

Условие получения точных поверхностей (по размеру и чистоте) — достаточная и равномерная жесткость обрабатываемых участков.

Особенно это важно при использовании высокопроизводительных методов обработки, требующих повышенных сил резания. Для широких зубчатых колес дисковой конструкции введение бортов по краям обода с одновременным его утонением (рис. 5.3, а) выравнивает жесткость обода по его длине, что обеспечивает получение качественной рабочей поверхности зубьев при обработке, а в работающем редукторе утонение обода, делающее венцы колеса более податливым, способствует лучшей приработке зубчатых колес. Для получения равнопрочной и достаточно жесткой конструкции зубчатого колеса с отбортовкой в авиационных редукторах принимают следующие размеры: $\delta' = (1,4 \dots 1,6) m$; $\delta'' = (2,2 \dots 2,5) m$; $s \geq \delta'$; $p' = (0,12 \dots 0,2) b$ (m — модуль зубчатого колеса). Для зубчатого колеса без бортов $\delta = (1,7 \dots 2,0) m$; $p = (0,2 \dots 0,3) b$.

За измерительные базы при изготовлении детали или при проведении выходного контроля обычно принимают естественные элементы конструкции, но в отдельных случаях приходится предусматривать специальные конструктивные элементы, выполняющие функцию измерительной базы. Так, введение площадки b_1 на зубьях конического колеса (рис. 5.3, б) создает измерительную базу (контроль радиального

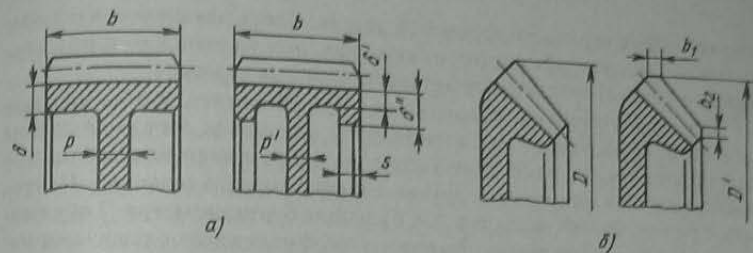


Рис. 5.3

биения) и способствует предупреждению сосредоточенной нагрузки на вершине зуба. Площадки b_2 выполняют роль измерительной базы осевого биения колеса, облегчают установку колеса в осевом направлении.

Сокращение объема механической обработки. Размеры поверхности детали, подвергаемой механической обработке, должны быть минимально необходимыми. На рис. 5.4, а показан переход к более технологичному решению (нижний рисунок) при конструировании крышки и

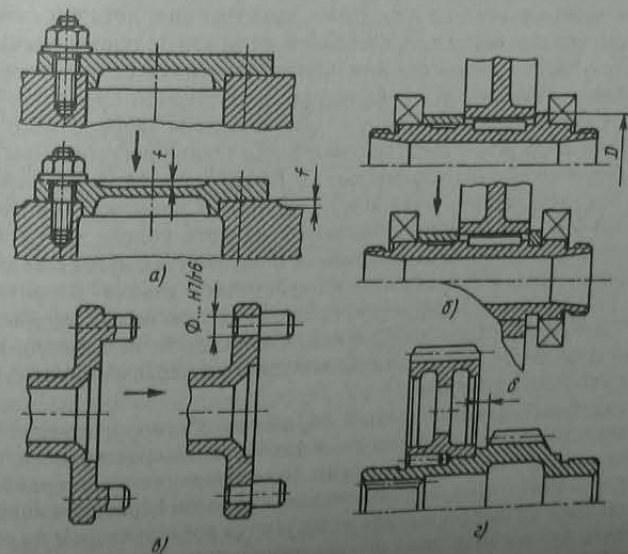


Рис. 5.4

посадочной поверхности корпусной детали. Здесь механически обрабатываемые участки детали (центрирующая, под уплотнение и под крепежные детали) отделены от необрабатываемых участков.

Для ступенчатых цилиндрических деталей снижение объема механической обработки достигается главным образом за счет уменьшения перепадов между диаметрами (особенно эффективно на наибольших диаметрах) или применения других конструкторских решений. Например, при разработке вала (рис. 5.4, б) замена бурта диаметра D пружинным кольцом существенно повышает коэффициент использования материала (КИМ) заготовки вала.

Диаметр круглой детали, если она изготавливается из прутка, необходимо согласовать со стандартным диаметром круглого проката. При этом максимальный диаметр детали должен быть меньше ближайшего стандартного диаметра прутка на величину припуска на обработку, зависящую от вида обработки и геометрических размеров детали. Наиболее ответственные детали целесообразно выполнять из заготовок, получаемых горячей штамповкой (ковкой) или литьем и имеющих форму, близкую к форме окончательного изделия.

В условиях мелкосерийного производства, когда изготовление штампов экономически не оправдано, конструкцию деталей сложной формы целесообразно делать составной, если это не противоречит выполнению условия прочности или другим критериям ее работоспособности. Конструктивное решение водила планетарной передачи, показанное на рис. 5.4, в справа, когда пальцы водила запрессованы в его корпус, делает водило в изготовлении более технологичным. При необходимости обеспечения минимального осевого зазора между венцами зубчатых колес, как в случае конструирования промежуточного вала редуктора (рис. 5.4, г), использование насадного колеса дает возможность независимой обработки боковых поверхностей зубьев колес более прогрессивным способом — на зуборезном станке. В противном случае (монолитная конструкция) зубчатое колесо меньшего диаметра может быть изготовлено долблением, что менее технологично. Кроме того, коэффициент использования материала в первом случае существенно выше, чем во втором.

Устранение излишней точной обработки. Размеры поверхностей, обрабатываемые с высокой степенью точности и шероховатости, должны быть минимально необходимыми. Несоблюдение этого правила ведет к удорожанию производства детали. Точность обработки поверхностей детали и их шероховатость назначаются конструктором на основании опыта или рекомендаций по конструированию деталей аналогичного назначения, если техническими условиями не оговариваются более высокие эксплуатационные требования к изделию. Для свободных повер-

хностей детали, точность изготовления и чистота обработки которых не влияют на ее работоспособность, следует назначать точность не выше 12-го квалитета, а чистоту — в зависимости от способа получения заготовки.

Для разделения поверхностей, обрабатываемых разным инструментом и с различной степенью точности и шероховатости, часто используют ступенчатую конструкцию. Например, при проектировании вала для каждой сопрягаемой с ним детали предусматривается отдельная посадочная поверхность соответствующей длины (рис. 5.5).

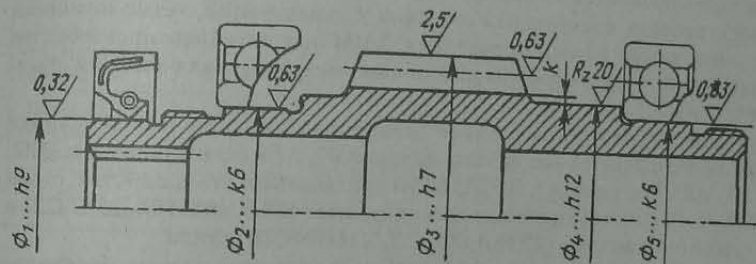


Рис. 5.5

Поверхность впадин зубьев расположена выше свободной поверхности вала на величину k , гарантирующую свободный выход зуборезного инструмента. Размеры поверхности под манжетное уплотнение назначаются при конструировании минимально необходимыми для его нормальной работы, так как поверхность должна иметь шероховатость не более $R_a = 0,32$, в то же время точность поверхности под такое уплотнение может быть задана по 9-му квалитету. Поверхности под подшипники, наоборот, должны быть выполнены с высокой точностью (не ниже 6-го квалитета) при меньших требованиях к их шероховатости, что также определяется условиями эксплуатации.

В том случае если цилиндрические поверхности одинакового диаметра обрабатываются до различных параметров шероховатости, их целесообразно разделять неглубокой канавкой. Так же канавкой разделяются поверхности одного номинального диаметра, предназначенные для сопряжения с деталями по различным посадкам.

На заготовках, полученных литьем, штамповкой или ковкой, механически обрабатываемые поверхности должны быть отнесены от ближайших необрабатываемых поверхностей на расстояние f , превышающее верхнее поле допуска на размер смежной черновой поверхности в

заготовке, как было показано в ранее рассмотренном примере на рис. 5.4, а внизу.

5.2. Литые детали

Для отливки заготовок деталей авиационно-космической техники применяют стали и сплавы на основе цветных металлов: алюминия, магния, титана и др. Использование алюминиевых, магниевых и титановых сплавов обусловлено прежде всего высокими показателями их удельной прочности и хорошими литейными свойствами, что позволяет проектировать конструкции сложной конфигурации, технологически не выполнимые другими способами. КИМ при литейном производстве даже с учетом последующих доводочных механических операций обычно превышает 0,95.

Наиболее часто для деталей авиационной и космической техники используются литейные сплавы марок: АЛ2, АЛ9 (алюминиевые); МЛ2, МЛ5, МЛ6 (магнелиевые); ВТ5Л, ВТ6Л (титановые); углеродистые стали (20Л, 45Л), конструкционные легированные (40ХЛ, 40ХНТЛ, 35ХГСЛ) и высоколегированные (2Х13Л, Х9С2Л, Х18Н24С2Л) стали.

При конструировании деталей, изготавливаемых литьем, необходимо знать общие конструкторские требования к литым деталям, учитывать возможности того или иного способа литья, условия работы детали в узле (нагрузку, среду, температуру), а также обеспечивать технологичность последующей механической обработки литой заготовки.

Характерные конструкторские и точностные параметры отливок из алюминиевых и магниевых сплавов для изготовления деталей авиационно-космической техники в условиях серийного производства* для некоторых способов литья приведены в табл. 5.1.

Качество литья и работоспособность литых деталей во многом зависят от конструктивного выполнения их элементов. При конструировании таких деталей следует избегать местных скоплений материала, не допускать острых углов в местах перехода от стенки к стенке и малых радиусов галтелей, предусматривать плавные переходы к силовым башкам и фланцам, необходимые литейные уклоны. Во всех случаях стремятся добиться равнопрочности детали.

* В зависимости от масштаба производства параметры точности и шероховатости литой поверхности могут отличаться от приведенных в таблице: обычно для массового производства они на класс выше, а для единичного — соответственно ниже.

Таблица 5.1

Способ литья	Минимальная толщина стенки, мм	Минимальный диаметр отверстия, мм	Литейные уклоны, °	Класс точности*	Параметры шероховатости	
					R_a , мкм	R_z , мкм
Литье в песчаные формы	4 ... 8	6 ... 10	0,5 ... 1	7 ... 8	—	320 ... 40
Литье в кокиль	3 ... 5	6	0,5 ... 2	5 ... 7	—	320 ... 40
Литье в оболочковые формы	3 ... 6	6	1 ... 2	4 ... 7	2,5 ... 1,2	80 ... 10
Литье по выплавляемым моделям	1 ... 3	0,5	1 ... 2	4 ... 5	2,5 ... 0,6	40 ... 10
Литье под давлением	0,5 ... 1	2 ... 2,5	0,5 ... 1	4 ... 8	2,5 ... 0,6	80 ... 10

* Точность отливок — по ОСТ 1.41154-72.

Стенки корпусной детали по возможности выполняют одинаковой толщины, определяемой необходимой прочностью, возможностями технологии и условиями хорошего заполнения формы жидким металлом, равномерностью его остывания. Внутренние стенки литой детали должны быть тоньше внешних не менее чем на 20...30%, что способствует более равномерному остыванию всех частей отливки.

Плоскости стенок корпусных деталей, соединяющихся под прямым или тупым углом, сопрягают галтелями радиусов $r \geq (1,5 \dots 2,0) \delta$ и $R = (0,7 \dots 1,0) r$ (рис. 5.6, а). Для сопряжения стенок, расположенных под острым углом, вводят дополнительную стенку высотой $\sim 2 \delta$ (рис. 5.6, б).

В отдельных местах детали приходится толщину стенки увеличивать. При отношении толщин $\delta_1 / \delta \leq 2$ сопряжения осуществляют радиусом $R \geq 0,5 \delta$ (рис. 5.6, в), а при $\delta_1 / \delta > 2$ делают плавный переход с уклоном (конусностью) не более 1:4 (рис. 5.6, г). При этом $\delta_2 = 1,5 \delta$, $R \geq 0,5 \delta$.

Все поверхности отливок, перпендикулярные к плоскости разреза формы, должны иметь литейные уклоны. Их величина $(0,5 \dots 2)^\circ$ зависит от материала, способа литья и геометрических размеров поверхности отливки (табл. 5.1). На чертежах величину стандартных уклонов не проставляют, однако при конструировании деталей, имеющих большую

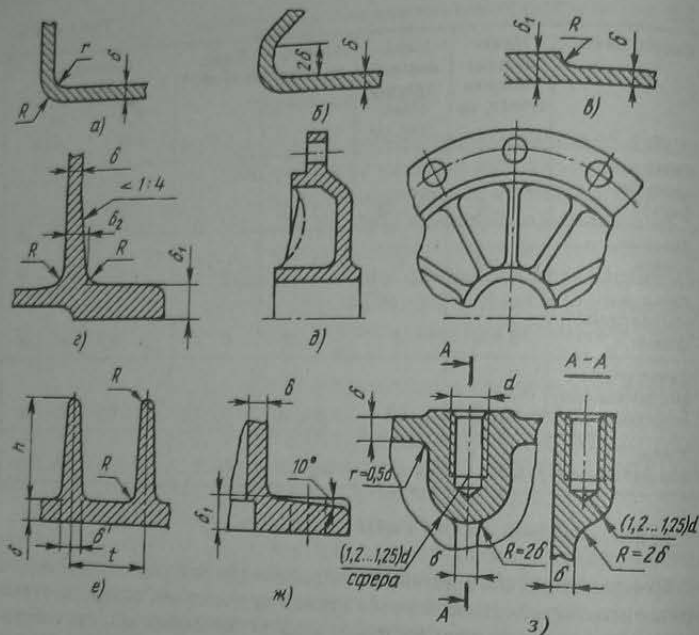


Рис. 5.6

протяженность в направлении, перпендикулярном плоскости разреза, их следует учитывать.

Для увеличения жесткости литых ответственных деталей (или их отдельных элементов) применяют оребрение поверхностей. Конструирование таких деталей необходимо проводить с учетом характера их нагружения в изделии, при этом:

избегать нагружения ребер растягивающими силами;
в корпусных деталях отдавать предпочтение внутреннему оребрению;

избегать ребер криволинейного очертания (как показано на рис. 5.6, д пунктирной линией), испытывающих при растяжении дополнительный изгиб;

подводить ребра к узлам жесткости, желательно к точкам расположения крепежных деталей.

Ребра, расположенные в плоскости, перпендикулярной к плоскости разреза формы, выполняются с литейными уклонами. Ребра (особенно работающие на растяжение) не должны быть низкими, тонкими и иметь большой шаг. В конструкции предусматриваются плавные переходы к стенке и радиус закругления при вершине $R \geq 0,5\delta$. Толщину наружных ребер у основания δ' принимают равной $(0,9 \dots 1,0)\delta$, для внутренних ребер эта толщина $\sim 0,8\delta$ (рис. 5.6, е). Высота ребра h принимается равной $(3 \dots 5)\delta$, а шаг между ребрами $t \leq 5\delta'$ практически не вызывает ослабления детали даже при низких ребрах.

Для соединения разъемных корпусных деталей обычно делают специальные фланцы или отбортовку высотой $\delta_1 = 1,5\delta$ (δ — толщина стенки корпусной детали) и придают им уклон в 10° по направлению к внешней кромке (рис. 5.6, ж). Для постановки крепежных деталей или центрирующих штифтов могут предусматриваться специальные бобышки, высота которых определяется минимально допустимой глубиной отверстия под резьбу или штифт (например, длина резьбового участка под шпильку в корпусной детали должна быть не менее двух диаметров резьбы), а радиусы сопряжения со стенками показаны на рис. 5.6, з.

5.3. Детали, обрабатываемые давлением

Детали, получаемые с применением процессов обработки металлов давлением (ОМД), составляют до 90% массы летательного аппарата. Используемые технологии за счет рационального сочетания пластической деформации с температурным воздействием позволяют обеспечить высокие прочностные свойства деталей, повысить КИМ до 1,0. Процессы ОМД характеризуются высокой производительностью, возможностью их автоматизации.

В качестве заготовки при изготовлении штампованных деталей обычно используется листовая или прутковый прокат. Исходное состояние заготовки зависит от назначения детали, технологии ее изготовления, формы, требуемой точности, шероховатости, заданной программой выпуска и т.д. Для получения деталей узлов авиационно-космической техники используют процессы деформирования металла как в холодном, так и в горячем состоянии.

Для получения заготовок деталей авиационно-космической техники применяют следующие процессы холодного деформирования: листовую штамповку (гибку, вытяжку, выдавливание без утонения заготовки, выи др.), объемную штамповку (выдавливание с утонением заготовки, складку, накатывание резьбы и др.), деформирование поверхностных слоев материала с целью упрочнения поверхности.

Для деформирования в холодном состоянии наиболее часто используются легкие сплавы: Д16, АМц, АМг6, В95 (алюминиевые), МА2-1, МА8 (магниеые), ОТ4, ВТ5, ВТ20 (титановые), стали: 30ХГСА, 12Х18Н10Т, СН-2, ВНС-5.

Для получения горячештампованных деталей используются алюминиевые АК4-1, АК6, В93, магниеые МА1, МА14, титановые ВТ6С, ВТ16 сплавы; стали 30ХГСА, СН-2А и др.

Горячештампованные заготовки (поковки) получают свободной ковкой (в условиях мелкосерийного производства, обычно — поковки простой конфигурации и невысокой точности), штамповкой в открытых и закрытых штампах, на горизонтально-ковочных машинах (в условиях серийного и массового производства можно получить поковки сложной конфигурации и высокой точности). Для повышения точности заготовок производят калибровку и правку поковок в холодном или горячем состоянии.

При разработке детали, получаемой из штампованной заготовки, конструктор должен представлять особенности метода получения заготовки, его возможности, добиваться снижения объема дополнительной механической обработки за счет приближения формы заготовки к окончательной форме детали. Выбирая вид заготовки, он решает также задачу обеспечения точности размеров, качества поверхности и точности взаимного расположения размеров свободных (не подвергаемых дальнейшей механической обработке) поверхностей детали, что позволяет использовать эти поверхности в качестве установочных баз при механической обработке основных поверхностей детали.

Основные требования к деталям, изготавливаемым из горячештампованных заготовок, состоят в выборе наиболее простой геометрической формы, обеспечении плавных переходов от одного сечения к другому и соблюдении рекомендуемых соотношений между отдельными конструктивными элементами детали.

Если заготовка получается свободной ковкой, то при конструировании детали следует: избегать конических и клиновых форм, особенно с малой конусностью или уклоном, ребристых сечений (рис. 5.7, а, б; здесь нежелательные формы показаны пунктирной линией) и взаимных пересечений цилиндрических поверхностей (рис. 5.7, в); не допускать бобышек, выступов на основном теле поковок (рис. 5.7, г).

На рис. 5.8 представлены возможности технологического процесса ОМД на примере изготовления детали чашечного типа, конфигурация которой показана тонкой линией.

Изготовление такой детали точением из цилиндрической заготовки (рис. 5.8, а) является достаточно трудоемким процессом, а КИМ при этом не превышает 0,35. Заготовка, полученная в открытом штампе с

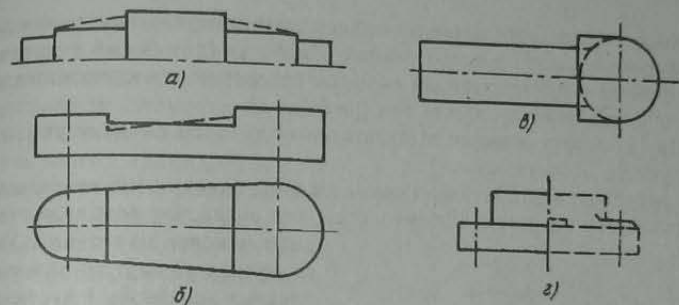


Рис. 5.7

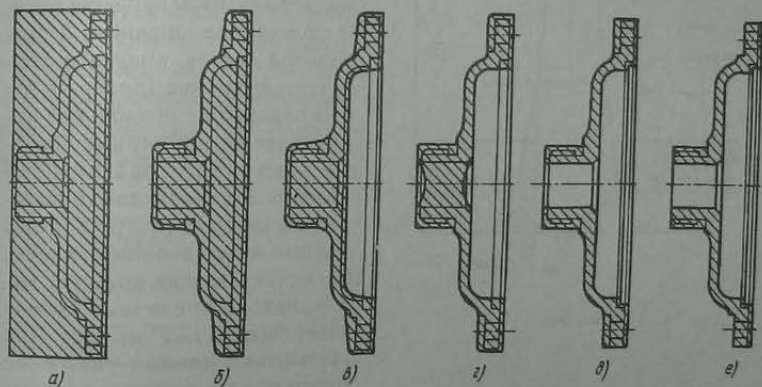


Рис. 5.8

фасонной матрицей и плоским бойком, повышает КИМ до 0,7 (рис. 5.8, б), а при использовании фасонных матриц и бойка — до 0,85 (рис. 5.8, в).

При штамповке в одноручевом закрытом штампе (за исключением поверхностей, подлежащих механической обработке) приобретает окончательную форму. Отверстие в центре заготовки намечено углублениями. Перемычка в отверстии может быть удалена вырубным штампом.

На рис. 5.8, д показана заготовка, полученная на горизонтально-ковочной машине с прошивкой отверстия. При этом КИМ заготовки повышается до 0,95.

Холодное калибрование позволяет всем поверхностям, за исключением нуждающихся в особо точной обработке (резьбовый участок, торец фланца и центрирующая выборка, отверстия под крепежные детали), придать окончательный вид (рис. 5.8, е).

При конструировании штампованных деталей следует учитывать следующие особенности:

предусматривать штамповочные уклоны боковых (по отношению к направлению нагрузки) поверхностей, что обеспечит возможность выемки поковки из штампа. Уклон (конусность) внутренних стенок следует делать больше, чем наружных. Величина уклона в абсолютных единицах зависит от материала заготовки, конструкции штампа, от отношения высоты стенки к ее ширине h/b . Для

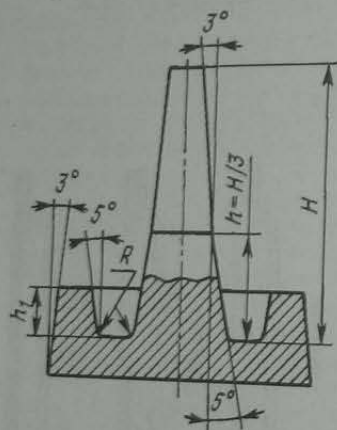


Рис. 5.9

стальной детали, имеющей форму тела вращения (рис. 5.9), изготавливаемой в штампе без выталкивателя, примерные значения уклонов показаны на чертеже. В относительно высокой части детали применены двойные штамповочные уклоны. При использовании штампа с выталкивателем величина уклона может быть на $1...2^\circ$ меньше. При штамповке детали такой же формы из алюминиевых или магниевых сплавов величина задаваемых уклонов также на $2...3^\circ$ меньше, а

для титановых — на $1...2^\circ$ больше; все переходы от одной поверхности поковки к другой осуществлять с закруглением радиусом R . Минимальная величина радиуса, задаваемая конструктором, определяется размерами (массой) заготовки, например для стальных поволоков массой до $0,25$ кг — 1 мм, до 10 кг — $3,5$ мм; стремиться к возможно меньшей разнице в площадях поперечных сечений детали на различных участках ее длины, избегать тонких стенок, высоких ребер, особенно близко расположенных одно к другому; стремиться к симметричной форме детали относительно плоскости разреза штампа и симметричным уклонам выступающих стенок; придавать детали конфигурацию, обеспечивающую возможно меньшее число основных переходов (операций).

Процесс холодного деформирования основан на использовании пластических свойств металлов и сплавов. Методом холодной объемной штамповки и высадки можно изготовлять не только крепежные детали (болты, винты, гайки), но и более сложные детали высокой точности и чистоты поверхности, очень мелкие детали, которые штамповать в горячем состоянии затруднительно (ролики и шарики подшипников качения).

Листовая штамповка позволяет получать тонкостенные детали высокой точности и жесткости, не требующие дальнейшей механической обработки. Вытяжкой изготавливают полые тонкостенные детали, например на штампе с прижимом заготовки (рис. 5.10, а).

Размеры радиусов сопряжений дна r и фланца R_m с цилиндрической стенкой выбираются в зависимости от толщины материала, как показано в табл. 5.2.

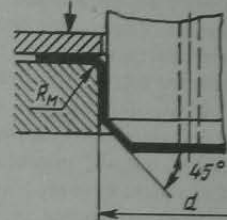
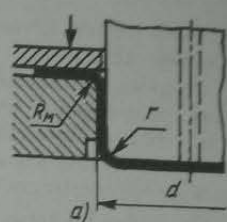


Рис. 5.10

Таблица 5.2

Радиус сопряжения, мм	Толщина материала, мм				
	до 1	1 ... 2	2 ... 3	3 ... 4	4 ... 5
r	2	3	5	6	7
R_m	3	5	6	7	8

При диаметре детали более 60 мм предпочтительным является сопряжение по конусу под углом 45° (рис. 5.10, б).

5.4. Сварные детали

Сварка принадлежит к тем технологическим процессам, которые широко используются в самых различных отраслях промышленности, в том числе космической и авиационной. При производстве космической техники, самолетов и вертолетов сварку применяют при изготовлении пневмогидросистем, топливных баков, фюзеляжей, панелей, крыльев, двигателей, узлов шасси, стыковочных узлов, деталей приборов, радиоаппаратуры и др.

Сварные соединения — это неразъемные соединения, основанные на использовании сил молекулярного сцепления и получаемые путем

местного нагрева деталей до расплавленного состояния с применением механической силы.

Сварные соединения являются наиболее совершенными неразъемными соединениями, так как лучше других приближают составные детали к целым. Применение сварных конструкций обеспечивает экономию металла по сравнению с клепаными и литыми конструкциями и снижает трудоемкость процессов изготовления.

Снижение трудоемкости процесса сварки по сравнению с клепкой и литьем обуславливается отсутствием разметки и пробивки отверстий для заклепок, литейных моделей и стержней, а также возможностью автоматизации самого процесса. Сварные конструкции поэтому в большинстве случаев дешевле клепаных и литых.

С помощью сварки изготавливают типичные для ЛА неразъемные герметичные и негерметичные соединения деталей сложной пространственной формы, полученных различными технологическими процессами (штамповкой, ковкой, прокатом, механообработкой и т.п.). В то же время сварка является сложным технологическим процессом, который может сопровождаться взаимодействием расплавленного металла с кислородом и азотом воздуха; изменением структуры и свойств основного металла в околошовной зоне (механические свойства, как правило, ухудшаются); появлением внутренних остаточных напряжений и деформаций, которые могут значительно уменьшать точность размеров и искажать первоначальную форму; образованием трещин, пористости, создающих концентраторы напряжений. Относительно сложен и трудоемок контроль качества сварных швов.

Степень воздействия этих факторов на качество конструкции зависит не только от технолога, но и от умения конструктора правильно учитывать особенности указанных процессов при проектировании, выбирать материал, способ сварки, оценивать их влияние на исходные свойства металлов и сплавов, деформацию и напряжения в конструкциях.

Учитывая перечисленные факторы, при проектировании сварных конструкций надо соблюдать следующие требования и правила:

- не применять одновременно различные виды сварки на одном и том же узле;
- обеспечивать удобный подход электродов к сварному шву (рис. 5.11);
- применять наиболее простые и производительные способы сварки (рис. 5.12);
- но избежание появления трещин избегать совмещения швов и сводить к минимуму количество наплавленного металла (рис. 5.13);
- избегать сварки массивных деталей с тонкими; придавать свариваемым кромкам примерно одинаковые сечения (рис. 5.14);

Конструкция	
неудачная	улучшенная
Приварка дистанционных трубок к листам	
Приварка фланца к патрубку	
	Фланец отнесен от смежной стенки
	Сварной шов вынесен на торцевую поверхность фланца

Рис. 5.11

Конструкция	
неудачная	улучшенная
Сварка бака	
Присоединение фланца к трубе	
	Дуговая сварка заменена роликовой
	Дуговая сварка заменена ком-тактной

Рис. 5.12

Конструкция	
неудачная	улучшенная
Приварка ребер	
	Ребра расположены в шахматном порядке
Приварка наклонных перегородок	
	Перегородки раздвинуты

Рис. 5.13

Конструкция	
неудачная	улучшенная
При $S/s \geq 3$ вводится клиновидный участок длиной $l > 5(S-s)$; $l > 3(S-s)$	
Приварка диска к ободу зубчатого колеса	
	Обод выполнен с тонкостенными кольцами-переходниками

Рис. 5.14

предусматривать технологические зазоры на расширение материала при нагреве (рис. 5.15, а, б);

при сварке встык предусматривать меры предосторожности для предотвращения протекания материала при проплавах, например применение медного кольца, которое потом может быть сточено (рис. 5.16); на рис. 5.15, б дано конструктивное решение, при котором проплав предотвращается буртом на цилиндре;

предусматривать взаимную фиксацию соединяемых деталей с целью устранения сварочных приспособлений (рис. 5.17);

избегать трудоемкой разделки кромок; сварочные ванны образовывать путем смещения свариваемых деталей (рис. 5.18);

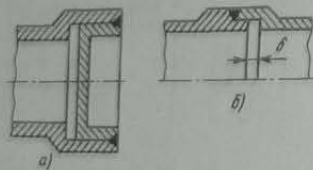


Рис. 5.15

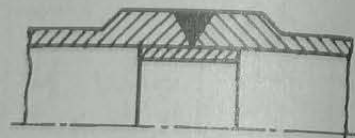


Рис. 5.16

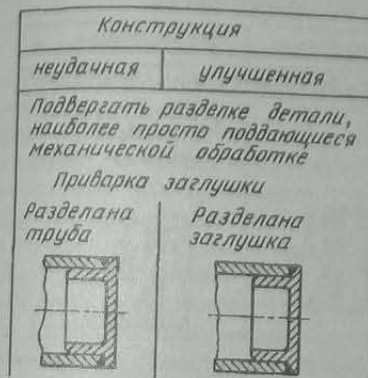


Рис. 5.19

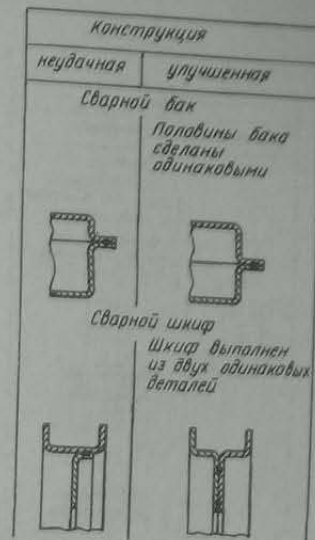


Рис. 5.20

подвергать разделке детали, наиболее просто поддающиеся механической обработке (рис. 5.19);

унифицировать заготовки (рис. 5.20);

не следует размещать отверстия вблизи шва, так как это ведет к дополнительной концентрации напряжений и появлению трещин;

предусматривать расстояние от свариваемых деталей до болтов и гаек; расстояние от оси болта (гайки) до свариваемой детали не должно быть меньше диаметра гайки;

отдалять обработанные поверхности от сварочной зоны, точные поверхности обрабатывать после сварки (рис. 5.21);

при сварке деталей различного сечения предусматривать тепловые буфера, предупреждающие возникновение термических напряжений (рис. 5.22);

при сварке замкнутых полостей предупреждать коробление стенок в результате образования вакуума при остывании (рис. 5.23);

при сварке труб, сечения которых нельзя увеличивать в зоне сварочного шва, рекомендуется делать косой шов, увеличивая тем самым длину шва, работающего на срез (рис. 5.24);



Рис. 5.17



Рис. 5.18

размеры и форма подготавливаемых к сварке деталей, а также выполненных швов должны соответствовать указанным в руководящих технологических документах. Сварные швы на чертежах обозначают по ГОСТу в соответствии с ЕСКД.

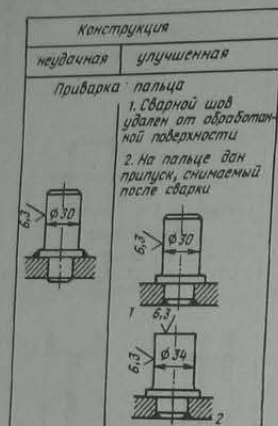


Рис. 5.21

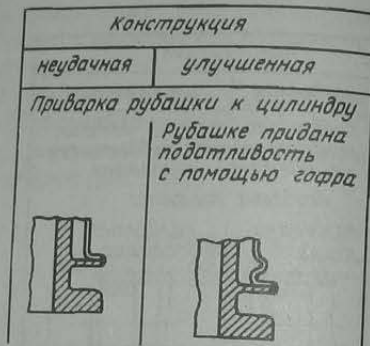


Рис. 5.22

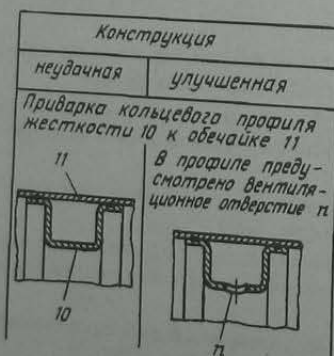


Рис. 5.23

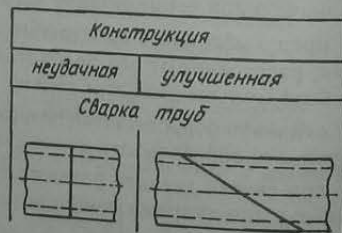


Рис. 5.24

5.5. Детали из композиционных материалов

Композиционные материалы (композиты) широко используются в конструкциях современных самолетов и космических аппаратов. Применение их в авиации и космической технике позволяет значительно снизить массу летательных аппаратов, тем самым увеличить полезную нагрузку, скорость и дальность полета. Создание композитов стало объектом особого внимания с начала 60-х годов, хотя идея применения двух и более исходных материалов в качестве компонентов существовала с тех пор, как люди стали иметь дело с материалами. Научный интерес к исследованиям композитов и их созданию появился после того, как они стали применяться в условиях космоса.

Композиционные материалы, их структура и характеристики. Композиты представляют собой неоднородную систему, полученную из двух и более компонентов. Один из компонентов — это высокопрочный и высокомолекулярный материал, называемый армирующим, который соединен с другим материалом, называемым матрицей. По своим прочностным и тепловым качествам многие композиты превосходят любой из своих компонентов или резко отличаются от них.

Существуют различные виды классификаций композиционных материалов, различающихся между собой по форме включений, конструктивному признаку, материалу исполнителя, материалу матрицы и другим свойствам [21].

Чаще всего композиты классифицируют по форме включений. Наиболее употребительными среди них являются отдельные макрочастицы — гранулы, короткие волокна, непрерывные волокна (нити) и слои из тканых материалов (ткани различного плетения и т.п.).

По конструктивному признаку различают материалы хаотически армированные, образованные в результате соединения полимерной матрицы с гранулами, неориентированными короткими или длинными волокнами, одномерно армированные, двумерно армированные и пространственно армированные.

В качестве материала наполнителя чаще всего используют стеклянные, борные, углеродные и органические волокна. Наиболее перспективными являются компоненты с короткими и тонкими волокнами (прочность волокна растет с уменьшением его длины и диаметра). Наполнитель выполняет две функции: уменьшает объем более дорогого

полимера и способствует получению улучшенных физических и термических свойств изделия.

Механические свойства композита определяются прочностью включений, жесткостью матриц и прочностью связей на границе их раздела. Кроме того, они зависят от ориентации включений и изменяются под влиянием химического старения, окружающей среды (особенно при изменении температуры) и воздействия влаги.

Важнейшим элементом в композитах является матрица, обеспечивающая монолитность, фиксирующая форму изделия и взаимное расположение включений. В качестве матриц используют полимеры и металлы.

Полимерные матрицы представляют собой отвержденные эпоксидные, полиэфирные и некоторые другие термоактивные смолы, а также полимерные термопластичные материалы. Механические характеристики композитов с полимерными матрицами, армированными волокнами, зависят от следующих факторов: прочности и упругости волокон; прочности и химической стабильности смолы; прочности связи между смолой и волокнами, от которой зависит эффективность передачи напряжений через поверхность раздела. Для получения надежной связи и упрочнения композитов применяют аппретирование. Наиболее подходящими для органических полимерных материалов являются силановые аппреты — многомерные соединения кремния. Они химически связывают органические полимеры с неорганическими материалами: стеклом, минеральными наполнителями, металлами и их окислами. Их используют для улучшения адгезии к стеклу и металлу.

Металлические матрицы изготавливаются из легких металлов и сплавов. Применяют алюминиевые, титановые, никелехромовые и другие матрицы.

Широкое применение получили матрицы из алюминиевых сплавов. Деформируемые сплавы АМц, АМг обладают хорошей пластичностью, коррозионной стойкостью, но невысокой прочностью. Большую механическую прочность имеют дюралюмины Д1, Д16. К литейным сплавам можно отнести силумины, содержащие в своем составе 4...13% кремния. Они малопластичны, имеют низкую ударную вязкость и теплоемкость. Жаропрочной матрицей является матрица типа САП (спеченный алюминиевый порошок).

Магниево-титановые матрицы обладают малой плотностью, титановые имеют высокие прочностные характеристики при повышенных температурах. В качестве матричных составляющих применяют магниевые сплавы МА2-1, МА8 и др., а для титановых матриц такие сплавы, как ВТ1-0, ВТ3-1, ВТ-14, ВТ-23.

Важнейшим показателем конструкционных материалов является удельная прочность σ_v/ρ и удельная жесткость E/ρ . По сравнению с алюминиевыми, железоуглеродистыми и титановыми сплавами самые высокие показатели по удельной прочности и жесткости имеют композиты на основе угольных, борных и бериллиевых волокон. Сравнительные характеристики некоторых материалов представлены в табл. 5.3 [29].

Таблица 5.3

Марка материала	σ_v , МПа	ρ , г/см ³	E , МПа	σ_v/ρ , МПа · см ³ /г	$E/\rho \cdot 10^4$, МПа · см ³ /г
Д16	440	2,7	72000	163	2,7
30ХГСН2А	1600	7,77	195000	206	2,5
ВТ-23	1600	4,57	110000	350	2,4
Углепластик	1200	1,5	165000	800	11,0
Боропластик	1200	2,0	270000	600	13,5
Стеклопластик	360	1,8	27000	200	1,5

Сравнивая материалы по удельным характеристикам, необходимо учитывать влияние температуры на прочностные и жесткостные свойства материала. На рис. 5.25, а показано влияние температуры на прочность боропластика (кривая 1), стеклопластика (кривая 2) и алюминиевого сплава АМг6 (кривая 3), а на рис. 5.25, б — влияние температуры на жесткостные характеристики углепластика (кривая 4), боропластика (кривая 2) и алюминиевых сплавов (кривая 5) [29, 31].

Применение композиционных материалов в авиации и космонавтике вызвано следующими их достоинствами: снижением массы летательных аппаратов; увеличением прочности и жесткости конструкции; возможностью управлять прочностными и жесткостными характеристиками конструкции за счет использования анизотропии механических свойств материала; свободным выбором геометрии изделия, что позволяет снизить производственные затраты до уровня, сравнимого с затратами на изготовление аналогичных металлических конструкций.

У композитов с полимерной матрицей проявляются такие достоинства, как стойкость к химически агрессивным средам; низкая тепло- и электропроводность; при изготовлении деталей, наряду с традиционным процессом типа прессования, применяют такие процессы, как намотка, при этом материал и изделие создаются одновременно. Появляется возможность снижения трудоемкости изготовления детали за счет уменьшения объема заготовительных и обрабатывающих работ и применения автоматизации сборочных работ.

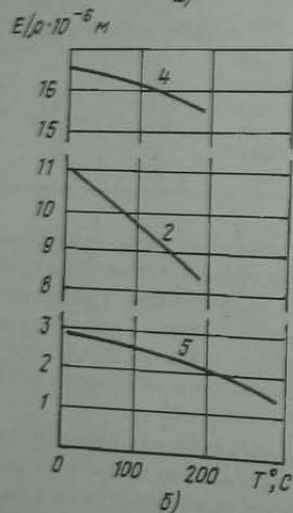
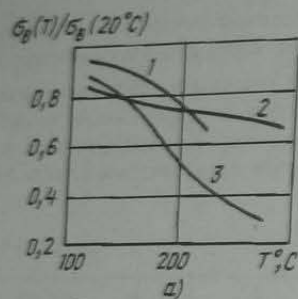


Рис. 5.25

Детали из композиционных материалов и их применение. Широко применение в летательных аппаратах получили пластины из композитов. Они употребляются в качестве панелей обшивок крыла и опере-душных и космических аппаратов. На практике возникает необходимость в подкреплении пластин элементами жесткости. В настоящее время находят применение конструкции с заполнителями. Конструкции состоят из тонких силовых элементов, связанных

Достоинства композитов с металлической матрицей по сравнению с композитами с полимерной матрицей проявляются в высоких прочностных характеристиках, стабильности свойств в более широких температурных интервалах.

Наряду с положительными качествами композиты имеют ряд недостатков. Одним из них является повышенная чувствительность к влаге, что значительно уменьшает их прочность во влажном состоянии. Волокнистые композиты имеют низкие механические характеристики при нагружении их в направлении, перпендикулярном расположению армирующих волокон. К недостаткам пластиков относится их низкая прочность и жесткость при сжатии и сдвиге; низкая тепловая и радиационная стойкость. У композитов с металлической матрицей имеется проблема физической (пластичность, прочность, температурный коэффициент линейного расширения) и химической (реакция армирующего материала с матрицей) совместимости. Решение этих проблем заключается в использовании низкотемпературной техники изготовления композита или выборе термодинамически стабиль-

между собой слоев легкого заполнителя. Внешние слои изготавливают из металла или используют пластины из композита. В качестве заполнителя используют пенопластические массы и различные ребристые конструкции. На рис. 5.26 показаны различные формы заполнителя: пенопласт (рис. 5.26, а), сотовый (рис. 5.26, б), фигурный (рис. 5.26, в), гофрированный (рис. 5.26, г) и гипар (рис. 5.26, д). Соединяя внешние слои, заполнитель обеспечивает их совместную работу и препятствует потере устойчивости при сжатии и сдвиге. При использовании заполнителя отпадает необходимость в применении некоторых подкрепляющих элементов. Конструкция при той же прочности становится на 25...30% легче металлической. Примером может служить элемент конструкции горизонтального стабилизатора самолета F-111. Концевой фитинг крепления стабилизатора и концевая нервюра изготовлены из титана, лонжероны и сотовый сердечник — из стеклопластика, обшивка — из борозепоксидного композита.

Композиты широко применяются при изготовлении несущих и воздушных винтов вертолетов и самолетов.

Детали из волокнистых композитов чаще всего изготавливают методом намотки. Волокна, пропитанные связующим составом, наматываются в несколько слоев на специальную оправку. Затем оправка с материалом помещается в термостат, где происходит полимеризация и отверждение материала. После выдержки в термостате оправку удаляют и получают готовую деталь. Помимо намотки, используют и другой способ изготовления — формование конструкций. На рис. 5.27 показана деталь корпуса ракетного двигателя твердого топлива, изготовленная методом непрерывной намотки. Основной слой 1 изготовлен спиральной намоткой, другой слой 2 выполнен кольцевой намоткой. Широкое применение в конструкциях различного назначения получили оболочки из композиционных материалов. Количество слоев

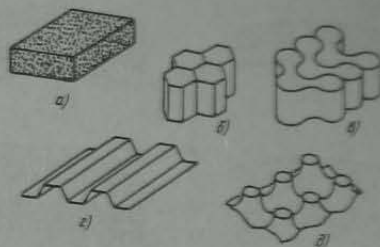


Рис. 5.26

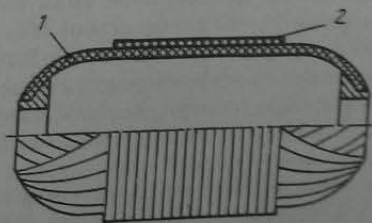


Рис. 5.27

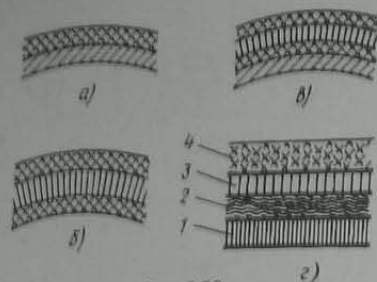


Рис. 5.28

в оболочке определяется ее предназначением в изделии. На рис. 5.28 показаны три вида оболочек. Среди них — двухслойная (рис. 5.28, а), трехслойная с сотовым заполнителем и несущими слоями (рис. 5.28, б) и многослойная (рис. 5.28, в). Оболочки из композитов применяют для изготовления трубопроводов, корпусов двигателей космических лета-

тельных аппаратов, секций фюзеляжей самолетов и вертолетов, несущих поверхностей самолетов и космолетов, теплозащитных экранов спускаемых космических аппаратов. Конструкция корпуса спускаемого аппарата космического корабля «Аполлон» имеет две трехслойные оболочки (рис. 5.28, з). Герметичная оболочка 1 кабины изготовлена из алюминиевой трехслойной панели с сотовым заполнителем, несущая конструкция теплозащитного корпуса изготовлена из стальной трехслойной панели 3. Между панелями уложена теплоизоляция 2, а верхний слой корпуса состоит из теплозащитного покрытия 4, в состав которого входят стеклосоты, заполненные фенольной смолой с наполнителем.

Для монтажа агрегатов и оборудования на летательных аппаратах применяют ферменные конструкции, выполненные из композитов. Фермы образуются из прямых трубчатых стержней, соединенных на концах так, что внешние силы вызывают только осевые нагрузки. Стержни фермы представляют собой идеальные детали для изготовления из волокнистых композитов. Высокопрочные волокнистые материалы особенно эффективны при нагружении в продольном направлении. Ферменные конструкции, изготовленные из композитов, в среднем на 50% легче, чем изготовленные из высокопрочных металлов. Материал стержней — борные или угольные армирующие волокна с полиамидной или металлической матрицей.

Стержни из композиционных материалов применяются: в конструкции для крепления топливных баков ракет-носителей (стержни изготовлены из волокон бора на основе матрицы из алюминиевого сплава АМг6); в опорной ферме рефлектора антенны для спутника АТС, изготовленной из эпоксидного углепластика; для подкосов лонжеронов; в ферменных посадочных устройствах космических аппаратов; в трубчатой системе роботов-манипуляторов многоцелевого пилотируемого транспортного космического корабля «Спейс Шаттл».

Композиты используются также в авиационных конструкциях для местного упрочнения деталей. Применение комбинированных конструкций, таких как стрингеры, лонжероны, шпангоуты, в которых однонаправленный композит несет осевую нагрузку, а металл обеспечивает требуемую поперечную жесткость и воспринимает напряжения сдвига, привело к экономии массы в среднем на 25%.

Из композиционных материалов с металлической матрицей изготавливают лопатки компрессоров в турбореактивных двигателях; экономия массы достигает 35%. Из графитного композита изготавливают отсеки фюзеляжа самолета, что дает экономию массы около 40% по сравнению с алюминиевыми отсеками. Изготовление баллонов высокого давления дает экономию массы около 30%. Конструкция баллона представляет собой тонкую металлическую подложку, обеспечивающую герметизацию, с намотанной на нее несущей оболочкой из полимерного композита.

Большое количество деталей из композиционных материалов применяют в космических летательных аппаратах. Так, в программе «Аполлон» было использовано около 3000 деталей из композитов. На командном модуле космического корабля стеклопластик был использован как внутри, так и на внешней поверхности. В основе стартовой защитной оболочки корабля была применена сотовая конструкция из стеклопластика с фенольным связующим. Защитные кожухи оборудования, зажимы и скобы внутри модуля изготовлены из стеклопластика на основе стеклоткани и полимерного связующего, что обеспечивает огнестойкость и малое газоотделение. Радиальные и окружные несущие элементы изготовлены из тканевого стеклопластика, пропитанного фенольной смолой.

На космическом корабле «Пионер-10» применены трубчатые ферменные конструкции для раскосов волновода антенны, распорки платформ и кронштейна для установки прибора. Трубки были изготовлены из борэпоксидного пластика, покрытого слоем стеклоткани с титановыми наконечниками.

Детали из композиционных полимерных материалов (КПМ) находят применение в различных узлах механизмов, приборах и установках (подшипники скольжения, зубчатые колеса, детали арматуры, прокладки, шпильки, пружины, клапаны и т.п.). Преимуществами пластических масс являются небольшая плотность, эластичность, упругость, высокая коррозионная стойкость в различных средах [2]. Им же присущи и отдельные недостатки, такие как ограниченный диапазон рабочих температур, низкая теплопроводность и ряд других.

При выборе марки КПМ следует руководствоваться назначением детали и условиями, в которых она будет работать.

Основным условием получения одинаковой структуры и физико-химических свойств КПМ в различных частях детали является равномерность заполнения формы и одновременность отверждения всех участков детали. Практически установлено, что отношение толщин разных стен одной детали не должно превышать 1:3. Толщину стенок назначают в зависимости от габаритных размеров детали или из условия обеспечения заданной механической прочности, а также с учетом текучести КПМ. Ориентировочно среднюю толщину стенок фасонных деталей можно определять по приближенной формуле $s = (0,25 \dots 0,5) \sqrt{L}$, где s — толщина стенки в мм, L — максимальный габарит детали в мм [30].

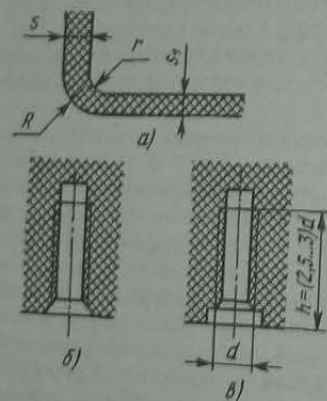


Рис. 5.29

Диаметры отверстий. Минимально допустимый диаметр отверстия 0,8...1,0 мм. Длину нарезных отверстий (рис. 5.29, б, в) следует делать не менее 2,5...3,0 диаметров резьбы. На торце резьбовых отверстий следует делать заходные фаски (рис. 5.29, б) или выборки (рис. 5.29, в). Резьбы под крепежные винты целесообразнее выполнять в металлических футорках, заформовываемых в изделие [30].

КПМ широко применяются в подшипниках скольжения. В качестве материала для подшипников используют ракетопласты (текстолиты, древесностружечные пластики), которые под влиянием нагрева необратимо отверждаются, и термопласты (полиамиды, фторопласт-4, полиформальдегид). Эти материалы обладают высокой износостойкостью, малым коэффициентом трения и не подвержены коррозии.

Зубчатые колеса из КПМ применяют, когда необходимо обеспечить снижение массы передачи, бесшумность при больших скоростях, высо-

кие демпфирующие свойства, способность работать в агрессивных средах. По сравнению с металлическими зубчатыми колесами у них низкие несущая способность, теплопроводность и склонность к разбуханию при работе во влажной среде.

Материалом для зубчатых колес служат текстолиты (ПТ, ПТК), полиэтилен высокой плотности, полипропилен, полиамиды (капрон, смола-68), поликарбонат и другие пластмассы. Текстолитовые колеса изготавливают механической обработкой; капроновые, нейлоновые и полиформальдегидные колеса — литьем под давлением.

Крепление ступиц пластмассовых колес на валах можно осуществить различными способами (рис. 5.30). Установку непосредственно на валу с передачей крутящего момента через шпонку (рис. 5.30, а) применяют для слабонагруженных колес из-за опасности разрушения соединения. При повышенных нагрузках целесообразно применять шлицевое соединение (рис. 5.30, б), обеспечивающее меньшие удельные давления на рабочих поверхностях шлицев. Для увеличения прочности и повышения точности изготовления зубчатые колеса армируют. Например, ступица 1 составного зубчатого колеса может быть изготовлена из металла и соединена с диском 2 заклепками 3 (рис. 5.30, в) или венец колеса 4 запрессован на диск 5 с рифленным поясом (рис. 5.30, г).

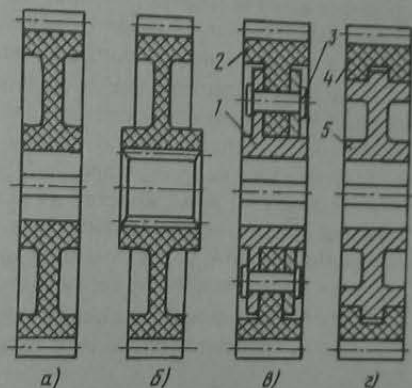


Рис. 5.30

5.6. Выбор методов неразрушающего контроля при конструировании деталей

Основы надежности деталей и изделий закладываются при проектировании и обеспечиваются при производстве и эксплуатации.

Проверка качества деталей в процессе изготовления и доводки, а также текущего технического состояния в процессе эксплуатации осуществляется двумя путями: с помощью разрушающих испытаний и с помощью методов неразрушающего контроля (НК). Первый путь реализуется при натурных испытаниях опытных изделий, моделей деталей

и отдельных образцов деталей. Главные разновидности испытаний механизмов — это испытания на работоспособность и прочность, надежность, долговечность, специальные испытания на воздействие внешней среды. При лабораторных (наземных) испытаниях стараются воспроизвести условия нагружения и эксплуатации, что не всегда технически возможно. Авиационные и космические изделия поэтому подвергают и летным испытаниям.

Второй путь позволяет проверять качество деталей без нарушения их пригодности и является эффективным средством контроля как в процессе изготовления и доводки, так и в процессе эксплуатации. Достоинством этого пути является возможность 100%-ного контроля деталей на любом этапе их производства.

Методами НК контролируются физические параметры деталей. По их изменению судят об изменении свойств деталей. Поэтому для достижения конечной цели НК, т.е. оценки качества и надежности деталей, необходимо уже на стадии проектирования представлять взаимосвязь свойств детали и возможностей их изменения во времени с контролируемыми физическими параметрами, т.е. с физическими явлениями, лежащими в основе различных методов НК, учитывая достоинства, недостатки и ограничения применимости каждого метода.

В дефектоскопии деталей авиационной и космической техники наибольшее применение получили следующие виды неразрушающего контроля.

Визуально-оптический контроль. Осуществляется без помощи или с помощью специальных оптических приборов: линз, зеркал, микроскопов, эндоскопов. Эндоскоп — прибор, использующий гибкие световоды и позволяющий осматривать объекты, недоступные прямому наблюдению, например внутренние поверхности закрытых конструкций.

Визуально-оптический метод прост, требует несложного оборудования и имеет малую трудоемкость. Его применяют для поиска поверхностных дефектов при осмотре деталей, для анализа характера дефектов, обнаруженных другими методами дефектоскопии, для обнаружения мест разрушения конструкций, деформаций деталей, для установления течей, загрязнений и выявления посторонних предметов внутри конструкции.

Магнитный контроль. Основан на регистрации магнитных полей, возникающих над дефектами, или на определении магнитных свойств контролируемых изделий. В намагниченном изделии магнитные силовые линии огибают дефект, образуя поле рассеяния, и подводимые к изделию частицы ферромагнитного вещества оседают на контролируемой поверхности. Используют также и люминесцирующие порошки.

Для выявления дефектов различной ориентации применяют разные направления намагничивания детали.

Метод применяют только для деталей из ферромагнитных материалов. Он имеет высокую чувствительность, дает возможность контроля деталей, находящихся в конструкции, имеет высокую производительность. Кроме обнаружения дефектов типа несплошностей материала, метод используют для определения качества термообработки деталей и механических характеристик сталей, для контроля толщины цементированного слоя. С увеличением толщины покрытия или глубины залегания дефекта чувствительность метода падает.

Капиллярный контроль. Основан на явлении капиллярного проникновения смачивающей жидкости в поверхностные несплошности деталей. После протирки поверхности детали жидкость, задержавшаяся в несплошностях, выявляется или по свечению в ультрафиолетовых лучах (люминесцентный метод) или по цветовой контрастности с остальной поверхностью (цветной метод).

Метод имеет высокую чувствительность, достоверность контроля и наглядность его результатов позволяют контролировать детали любых сложных форм. Метод пригоден для любых материалов и позволяет установить направление и протяженность дефекта.

К недостаткам метода относят его трудоемкость и возможность обнаружения только поверхностных дефектов.

Ультразвуковой контроль. Основан на способности ультразвуковых колебаний распространяться в материале в виде направленных пучков и отражаться от границ участков разной плотности. Для ультразвукового контроля используют следующие методы:

1. Теневой метод, основанный на свойстве дефекта уменьшать энергию ультразвука, передаваемую через деталь от излучателя к приемнику. Применяют для контроля подшипников скольжения, оболочек, многослойных изделий.

2. Эхо-импульсный метод, основанный на отражении колебаний от поверхности дефекта. Позволяет контролировать поверхностные и подповерхностные дефекты площадью до 1 мм² с точным определением их координат. Однако точность контроля зависит от чистоты поверхности детали.

3. Резонансный метод, основанный на возбуждении незатухающих колебаний в изделиях постоянной толщины и определении резонансных частот. При этом частота зависит от толщины детали и наличия дефекта. Метод применяют для контроля толщины изделия, обнаружения коррозии или несплошностей материала.

Ультразвуковые методы контроля выявляют мелкие дефекты, позволяют контролировать крупные детали, определяют размер и место

дефекта, толщину покрытий и поверхностно-упрочненных слоев, места наклепа, позволяют обнаружить усталостное разрушение на ранней стадии развития трещины. Однако для контроля деталей этими методами необходима высокая чистота поверхности и относительно простые формы деталей. Поэтому их трудно применить для деталей переменной толщины и кривизны.

Контроль методом акустической эмиссии. Основан на регистрации упругих волн, генерируемых при пластических деформациях, при возникновении и развитии трещин. Метод позволяет вести контроль сложных деталей и узлов конструкции, прогнозировать разрушение как при статическом, так и при циклическом нагружении.

Токовихревой контроль. Используется зависимость характеристик токов, возбуждаемых в детали, от ее формы и размеров, свойств материала и его сплошности, расстояния от детали до датчика, частоты и скорости перемещения детали. Метод позволяет контролировать соответствие материала сертификату (не только состав материала, но и прочностные характеристики), неметаллические включения, пористость, волосовины, коррозию, поверхностные и подповерхностные трещины (усталостные, термические, трещины расслоения), толщину детали и покрытия, качество термообработки (особенно для алюминиевых сплавов), глубину цементации и ее качество, размер и глубину шлифовочных прижогов деталей.

Метод дает возможность контроля деталей в труднодоступных местах (тонкие кромки, отверстия, узкие пазы, внутренние полости). Электрическая природа сигнала позволяет автоматизировать контроль. Метод не требует контакта датчика с деталью, поэтому может быть применен для контроля движущихся деталей (в том числе и при вибрации).

Однако при дефектоскопии метод указывает только на наличие дефекта, но не на его характер. Поэтому токовихревой контроль применяют в сочетании с магнитным или капиллярным, а также при вторичном контроле, например после зачистки трещин, выявленных другими видами контроля.

Рентгеновский контроль. Основан на законе ослабления интенсивности излучения, проходящего через контролируемый объект. Качество контроля зависит от плотности материала и его толщины в направлении просвечивания.

Метод применяют для контроля несплошности материалов (дефектов лития, сварки, пайки, клепки), внутренних полостей (размеров, коррозии и т.д.), состояния и расположения внутренних деталей узлов и механизмов (разрушений, деформаций, наличия и отсутствия зазоров, нарушения кинематики и т.д.).

Чувствительность рентгеновской дефектоскопии определяется отношением протяженности дефекта в направлении просвечивания к толщине детали в этом сечении. Для разных материалов чувствительность составляет 1...10% (для сталей — 1,5...2%). Поэтому рентгеновскую дефектоскопию особенно широко применяют для деталей большой толщины (до 10 мм).

При выборе метода неразрушающего контроля для конкретной детали необходимо учитывать много факторов, определяющих применимость того или иного метода.

Влияние расположения возможных дефектов на детали. Для выявления поверхностных дефектов применимы все методы, но особенно магнитный (для магнитных материалов) и капиллярный (для остальных), для выявления подповерхностных дефектов (на глубине до 1 мм) — токовихревой, магнитный и ультразвуковой, внутренних дефектов — только ультразвуковой и рентгеновский.

Влияние физических свойств материала деталей на выбор метода НК. Для применения магнитного метода материал должен быть ферромагнитным и магнитно-однородным, для токовихревого — электропроводным, для капиллярного — непористым и стойким к воздействию растворителей, для рентгеновского — обладать способностью поглощать излучение.

Влияние формы и размеров контролируемых деталей на выбор метода НК. Детали простой формы могут контролироваться всеми методами, а для деталей сложной формы применимость ультразвукового метода ограничена трудностью расшифровки результатов и наличием непрозвученных участков, применимость капиллярного метода — трудностью выполнения отдельных операций, например удаления с поверхности проникающей жидкости (у зубчатых колес и шлицевых валов).

Детали малых размеров невозможно контролировать ультразвуковым методом из-за наличия мертвых зон, а в деталях большой толщины не фиксируются мелкие дефекты обработки на выбор метода НК.

Влияние состояния и чистоты обработки на выбор метода НК. Для применения ультразвукового и капиллярного методов шероховатость поверхности должна быть не более 5-го класса, а для магнитного и токовихревого — не более 3-го класса.

Капиллярному контролю препятствуют лакокрасочные покрытия. Токовихревой контроль трещин возможен только, если толщина немагнитных металлических покрытий не более 0,5 мм, а металлических немагнитных — не более 0,2 мм.

Влияние зон контроля на выбор метода НК. Ультразвуковой метод неприменим в зонах резких переходов сечения (радиус галтели должен

быть больше удвоенного значения длины волны). Кроме того, в зоне ультразвукового контроля не должно быть отверстий, болтов и других отражателей волн. Для токовихревого контроля радиус галтели должен быть не менее 2 мм, а для магнитного и капиллярного методов в зоне контроля не должно быть уступов с углом менее 90°, подрезов и наплывов материала. В зоне капиллярного контроля ширина проточек, радиусы галтелей и отверстий должны быть не менее 3 мм.

Влияние на выбор метода НК условий контроля и наличия подходов к проверяемому изделию. Для контроля в труднодоступных местах приходится применять специальные устройства — искательные головки и датчики, поворотные зеркала, осветители, манипуляторы, зажимные, сканирующие и транспортные устройства, конструкция которых зависит от условий подхода. Для обеспечения подхода выполняют технологические окна (люки) или разъемы.

Большинство методов можно применять при доступе с одной стороны. Ультразвуковой, теневой и рентгеновский методы предполагают расположение источника и искателя (индикатора) с противоположных сторон.

Контроль состояния деталей обычно проводится при разобранном механизме, а контроль их в собранном механизме возможен только при наличии хороших подходов или с частичной разборкой для обеспечения подходов.

Влияние на выбор метода НК технических условий на отбраковку. Метод должен обеспечивать выявление только опасных дефектов, т.е. чувствительность метода должна быть не выше необходимой, так как необоснованная отбраковка деталей наносит экономический ущерб. Поэтому, например, для гладких концевых участков промежуточных валов механизма достаточен визуально-оптический метод контроля, для выявления поверхностных дефектов и ультразвуковой — для выявления внутренних дефектов. В местах изменения сечения, которые являются зонами концентрации напряжений, применяют комплекс методов, исходя из возможностей каждого: капиллярным проверяют наличие поверхностных трещин и пор, токовихревым дополняют контроль поверхностных трещин, не обнаруживаемых капиллярным методом (одновременно контролируются подповерхностные трещины и поверхностные, у которых устье перекрыто «мостиком» деформированного материала), оптическим — наличие трещин с большим раскрытием, а опавшей индикаторное вещество при контроле капиллярным методом. Настройка дефектоскопов при контроле зон концентрации напряжений производится на наибольшую чувствительность.

Необходимо отметить, что эффективность контроля любым методом, выбранным с учетом влияния указанных выше факторов, зависит от контролепригодности детали, т.е. возможностей работы детали с выбранной системой контроля и доработки детали для обеспечения доступа средств контроля к контролируемым местам.

Для правильного выбора методов НК конструктор должен иметь информацию о возможных дефектах и о том, в каких зонах детали они проявляются. Такая информация может быть получена из статистики отказов при эксплуатации и дефектоскопии в ремонтных службах, из данных, полученных при ускоренных испытаниях наиболее слабых узлов и деталей, а также из дефектоскопии на этапах производства детали-прототипов.

Рассмотрим применение методов неразрушающего контроля при изготовлении типовых деталей, являющихся объектами курсового проектирования, основываясь на опыте дефектоскопии при производстве прототипов.

Деталь типа «зубчатое колесо». Если заготовка — штамповка, то перед механической обработкой для обнаружения волосовин, закатов (окисных плен) и трещин в местах изменения сечения проводят контроль магнитным методом. Обычно перед контролем детали подвергают пескоструйной обработке для очистки поверхностей от окалины. Для неферромагнитных материалов вместо магнитного контроля применяют капиллярный (люминесцентный).

Если заготовка — литье, то проводят рентгеновский контроль наличия раковин, шлаковых включений (засоров) и усадочных рыхлотов в местах соединения элементов, значительно отличающихся по толщине, а также у вершин зубьев. Перед термообработкой проводят магнитный (или капиллярный) контроль деталей для выявления поверхностных трещин в углах детали. В месте обнаружения трещин снимают технологический припуск (иначе трещина при термообработке расширится), после чего следует повторный контроль этого места (обычно токовихревым методом).

После термообработки снова проводят магнитный (или капиллярный) контроль на закалочные трещины.

После цементации измеряют толщину цементированного слоя (чаще всего токовихревым методом).

Контроль зубьев колес после шлифования проводят магнитным методом, а в ответственных случаях — и токовихревым (магнитным методом можно не обнаружить мелкую сетку трещин, особенно в местах переходов). У сильнонагруженных зубчатых колес контролируют наличие прижогов капиллярным, люминесцентным или токовихревым методом.

Так как на вершинах зубьев магнитные линии разрываются, то часто применяют установки намагничивания импульсным током, при котором происходит перемещение поверхностного слоя и повышается чувствительность к выявлению поверхностных трещин.

В связи с трудностью удаления с поверхностей впадин зубьев проникающей жидкости и из-за снижения эффективности капиллярного метода он подкрепляется в некоторых случаях токовихревым методом.

Детали типа «крышка» или «стакан». Если заготовка — штамповка, то случается разрыв стенки или бывают трещины на тонком сечении и при переходе от тонкой стенки к толстой. Трещины, как правило, неглубокие и могут быть удалены снятием припуска. Контроль осуществляется магнитным методом (или капиллярным для неферромагнитных материалов). После механической обработки проводят контроль обработанных поверхностей теми же методами.

Если заготовка — литье, то проводят рентгеновский контроль как для зубчатого колеса.

Если заготовка — прокат, то контроль осуществляют только после механической обработки указанными выше методами.

Деталь типа «вал». После высадки или других операций обработки давлением проводят пескоструйную обработку и магнитный контроль на наличие волосовин, закатов и трещин (последние особенно часто встречаются в местах стыка участков с разной степенью деформации). Если после точения вал проходит шлифование, то после точения контроль не проводят, так как при точении дефекты проявляются редко.

Окончательно валы контролируют магнитным методом. Если шероховатость поверхности меньше 2,5 мкм, то при магнитном контроле используют циркулярное намагничивание или для снятия блеска поверхности покрывают тонким (меньше 15 мкм) слоем нитроэмали. Если диаметры участков вала различаются по величине значительно, проводят контроль несколько раз с разными токами намагничивания.

Шлицы на валу, шпоночные канавки и проточки, а также разбóвые участки, если эти места приходится на опасные сечения или если вал особо ответственный, контролируют дополнительно токовихревым методом.

Деталь типа «корпус». После получения литой заготовки проводят рентгеновский контроль для выявления шлаковых включений, раковин, усадочных раковин (последние встречаются обычно у бобышек и приливов, если отсутствует дополнительное питание).

После механической обработки осуществляется капиллярный люминесцентный контроль. Трещины чаще всего встречаются на тонких участках корпуса и в местах деформированных зажимов при механиче-

ской обработке, поэтому конструкции этих мест должно быть уделено соответствующее внимание.

Глава 6. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ КОНСТРУКТОРСКИХ РАБОТ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ МЕХАНИЗМОВ, УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ

При создании механизмов и машин разрабатывается их проект, включающий совокупность чертежей, расчетов и пояснений к ним. Одним из основных элементов проектирования любого ТО является конструирование, понятие о котором дано в разд. 1.1.

В процессе конструирования изделие последовательно наделяется свойствами, отвечающими предъявляемым ему требованиям (эксплуатационным, производственно-технологическим, экономическим, антропологическим). Для поиска оптимальной формы детали и наилучшего сочетания массогабаритных, прочностных, экономических, технологических и других показателей необходимо прорабатывать несколько вариантов технического решения. Для этого разрабатывают варианты компоновки (конструктивной схемы) механизма (машины) и его узлов. Для приближенной оценки размеров деталей используют проектировочные расчеты, затем с учетом компоновочного чертежа и проверочных расчетов по критериям работоспособности уточняют размеры всех элементов деталей.

При решении любой конструкторской задачи возникает вопрос, в какой последовательности ее решать. Итогом конструирования при поиске решения являются конструкторские документы. В нашей стране труд конструктора предопределяется ГОСТ 2.103-68; получению решения способствуют четкая последовательность действий и накопленный многими поколениями конструкторов опыт, арсенал приемов, средств и методов решения конструкторских задач (разд. 2.2). ГОСТ включает пять этапов проектных работ и стадий разработки конструкторских документов. Они должны производиться в определенной последовательности: 1) разработка технического задания; 2) разработка технического предложения; 3) разработка эскизного проекта; 4) разработка технического проекта; 5) разработка рабочей конструкторской документации.

6.1. Разработка технического задания

Техническое задание является исходным документом для разработки технической документации на объект проектирования и регламентирует параметры будущего изделия. При его разработке выдвигают

мулирует общую задачу проектирования ТО, в которой должны быть использованы результаты предварительных научно-исследовательских и экспериментальных работ по выявлению закономерностей разрушения, износа, факторов, снижающих прочность, надежность и долговечность конструктивно подобных узлов и деталей (прототипов).

На первом этапе могут проводиться опытно-конструкторские работы при участии исполнителей с целью поиска принципиальной схемы будущего изделия, использоваться научное прогнозирование, передовые достижения науки и техники, патентная информация, результаты анализа прототипов и аналогов проектируемого изделия.

В итоге работы на первом этапе в ТЗ включают описания функции (назначения) объекта проектирования, основных требований к ТО, физического принципа действия, функциональной структуры (ФС), технического решения прототипа, если таковой имеется, и исходные данные.

В исходные данные входят условия работы, габариты и предельная масса, паспортные данные (нагрузка, кинематические параметры, режимы работы, долговечность и др.), серийность будущего изделия и требования, определяемые особенностями конструкции в связи с назначением и условиями эксплуатации (например, при повышенной влажности, радиации, действии вибраций, воздействии соляных туманов вблизи водных пространств).

Задача построения ФС при наличии прототипа упрощается, но требует решения вопроса о «лишних» элементах по сравнению с прототипом или, наоборот, их недостатке (см. принцип соответствия функции и структуры ТО в разд. 4.1).

В ТЗ на объект курсового проектирования, который разрабатывается кафедрой, часто упрощают требования и включают данные, обычно получаемые на втором этапе конструкторских работ (например, приво-дят кинематическую схему механизма, требующего предварительной проработки вариантов сочетания различных по типу механических передач, что в КВ выполняется на этапе разработки технического предложения как ответ на требования заказчика обеспечить минимальные массогабаритные параметры при заданных кинематических параметрах). Упрощения ряда требований вызваны учетом объема работы, ответственной студентам учебным планом, отсутствием возможности использовать данные доводочных испытаний и учетом уровня их знаний к началу курсового проектирования.

6.2. Разработка технического предложения

На этом этапе (ГОСТ 2.118-73) на основе ТЗ разрабатываются конструкторские документы (с литерой П), содержащие обоснование воз-

можных технических решений и их целесообразности. Документы должны содержать возможные варианты конструктивной функциональной структуры (структурно-кинематической схемы для передаточных механизмов), силовой и конструктивной схем. Эта работа ведется с учетом результатов патентного поиска, достижений конструкторской мысли, возможностей получения изделия с высоким качеством, опыта эксплуатации аналогичных изделий, достижений науки и техники и возможностей промышленности.

При необходимости выяснения, как реализовать ту или иную принципиальную схему, разрабатываются эскизные чертежи. При системном подходе вновь производится анализ функций объекта проектирования и его элементов для построения такой конструктивной ФС, которая наиболее полно отвечает функциям объекта и его элементов. При этом в основу анализа рекомендуется положить «принцип выделения и рассмотрения структур с двухуровневой иерархией» [35]. Построение уточненной конструктивной ФС основывается на законе соответствия между функцией и структурой.

При углубленном изучении конструкции и структуры проектируемого ТО рекомендуется понять и уточнить следующее: какие функции выполняет каждый элемент прототипа и как элементы функционально связаны между собой, какие физические операции выполняет каждый элемент и как они взаимосвязаны между собой, на основе каких физико-технических эффектов работает каждый элемент и как они взаимосвязаны между собой. Выяснение этих вопросов помогает осознать роль каждого элемента в реализации функции механизма, в том числе элементов, которые будут использованы в создаваемой конструкции как готовые изделия, и разработать более полные требования к конструкции.

Например, анализ функций (назначений) подшипника качения и его элементов помогает выяснить его роль в механизме. В результате анализа можно сделать следующие выводы:

- 1) функция подшипника — уменьшение момента трения и передача усилий от вала на корпус;
- 2) разделение на элементы — шарики, наружное кольцо, внутреннее кольцо, сепаратор;
- 3) описание функций элементов: Φ_0 — шарики снижают момент вращения вала в корпусе; Φ_1 — внутреннее кольцо обеспечивает качение вала по шарикам; Φ_2 — наружное кольцо обеспечивает качение шариков по корпусу; Φ_3 — сепаратор обеспечивает равное удаление шариков друг от друга и отсутствие их касания.

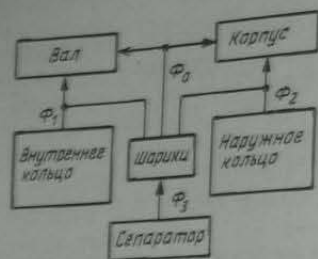


Рис. 6.1

Таким образом, роль подшипника качения в механизмах заключается в следующем: подшипник качения уменьшает потери передаваемой механической энергии и необходим для снижения потребляемой энергии.

На основе анализа функций элементов можно построить конструктивную ФС подшипника качения и установить его связь с валом и корпусом (рис. 6.1).

По аналогии с рассмотренным примером можно строить конструктивные ФС механизма и его составных частей. При этом с учетом требований к технологии изготовления, сборке будущей конструкции, серийности изготовления (опытное, одиночное, малой серий, массовое) уже при разработке конструктивной ФС можно объединять элементы или разделять их на более мелкие (например, в прототипе была возможна монолитная конструкция узла вал-шестерня, а в новой конструкции при предполагаемом увеличении размеров вала и зубчатого колеса можно разрабатывать вариант разъемного узла). Таким образом, уже на стадии разработки технического предложения закладывается вариантность конструктивных решений ТО.

После выяснения функций элементов прототипа и будущей конструкции рекомендуется составить список недостатков прототипа и аналогов. Указания по его составлению имеются в разд. 7.2.

Завершить работу на втором этапе конструкторских работ следует разработкой принципиальной конструктивной схемы, в которой в упрощенно-идеализированной форме изображаются основные элементы. Примером служит кинематическая схема передаточных механизмов с дополнением ее условно изображенными конструктивными элементами, такими как корпус, опоры, места крепления механизма, и другими узлами и деталями. Для более полного изображения на чертеже реализации ТЗ при наличии исходного прототипа целесообразно разработать предварительный компоновочный эскиз механизма без детальной проработки конструкции элементов.

На этапе разработки технического предложения можно рекомендовать следующую последовательность работы:

- 1) углубленное изучение ТЗ;
- 2) поиск прототипов и аналогов, изучение патентной информации, выбор основного прототипа;

3) анализ функций прототипа и его элементов с помощью описания технического решения (ТР) прототипа в следующем порядке: а) разделение прототипа на элементы (части механизма, узлы, детали, части деталей); б) описание функций элементов;

4) построение конструктивной ФС прототипа для выявления взаимосвязи элементов;

5) составление списка недостатков прототипа;

6) построение улучшенной конструктивной ФС и ее вариантов для будущего изделия с предварительным выяснением, какие элементы и как нужно улучшить;

7) разработка конструктивной схемы или предварительного компоновочного эскиза проектируемого механизма (без конструктивной проработки деталей), облегчающих последующую разработку конструкции (см. рис. 2.2, а).

6.3. Разработка эскизного проекта

Разработка эскизного проекта производится на основе ТЗ и технического предложения. На этом этапе разрабатывается совокупность конструкторских документов (с литерой Э), содержащих принципиальные конструкторские решения в виде чертежей общих видов, дающих представление об устройстве и принципе действия проектируемого устройства, его габаритах и основных параметрах, получаемых при кинематическом, силовом и проектировочном расчетах. Таким образом, принципиальные схемы, разработанные на предыдущем этапе, воплощаются в реальную конструкцию.

С целью нахождения конструктивных решений рекомендуется составить более полный список требований и критериев развития для каждой частной конструкторской задачи, которая может возникнуть при поиске окончательного решения. Конструирование — процесс итерационный с многочисленными возвратами и вариантами решений, так как удовлетворить всей совокупности требований сразу невозможно. При определении размеров даже отдельных деталей варьированием параметров можно получать различные их величины. При размещении деталей в узле можно изменять конфигурацию его и элементов.

При решении задач о взаимном расположении элементов в пространстве, способах и средствах соединений элементов между собой, конструкции элементов (форме, отвечающей исполняемой функции) конкретизируются требования к материалам и их механическим характеристикам, габаритным размерам узлов и деталей, компоновке, комплектующим и готовым изделиям, способам связи элементов между собой, регулировке зацеплений, контрольным устройствам, уплотнениям,

ям, сборке механизма и другие требования, связанные со спецификой работы механизма, надежностью, взаимозаменяемостью, стандартизацией и унификацией, технологией изготовления, удобством эксплуатации, ремонтоспособностью и контролеспособностью.

В целом при разработке вариантов конструкции механизма можно рекомендовать следующую последовательность действий:

1) составить список требований к конструкции механизма, его узлов и основных деталей; пример требований к конструкции передаточных механизмов приведен в [40];

2) выполнить кинематический, силовой и проектировочный расчеты;

3) разработать компоновочный чертеж механизма (если был разработан предварительный эскиз, то, проверив его соответствие списку требований ко всем элементам, внести в него коррективы после расчетов);

4) найти конструктивное решение узлов и основных деталей (главных элементов) и изобразить их на чертежах в нескольких вариантах (примеры вариантов конструкции приведены в [30, 40];

5) разработать несколько вариантов общего вида механизма в соответствии с ГОСТ 2.119-73;

6) произвести проверочные расчеты главных элементов;

7) внести коррективы в чертежи по результатам расчетов;

8) выбрать окончательно или уточнить стандартные элементы по справочникам и каталогам.

При разработке компоновочного эскиза и общего вида рекомендуется сочетать расчеты с вычерчиванием конструкции, так как многие данные для расчета определяются из чертежа (расстояния между опорами, длина участков валов, места приложения нагрузок, места установки уплотнений и т.п.). Вычерчивание конструкции механизма по частям в процессе расчета позволяет проверить его правильность. Расчеты и изображение конструкции на чертеже взаимно связаны и дополняют друг друга, тем более, что часть проектировочных расчетов является упрощенной и приближенной.

При конструировании механизмов применяются эвристические методы.

На этапе разработки эскизного проекта можно использовать следующие процедуры:

1. Преобразовать в искомое ТР наиболее близкие решения существующих ТО.

2. Попытаться преобразовать в искомое ТР лучшие мировые образцы.

3. Попытаться комбинировать сразу по несколько идей.

4. Проверить полученные ТР на физическую осуществимость и выделить допустимые ТР.

5. Проверить ТР на технологическую осуществимость.

6. Проверить оставшиеся ТР на соответствие основным требованиям и выделить ТР, удовлетворяющие этим требованиям.

В итоге разработки эскизного проекта находят конструктивное решение для проектируемого объекта. Оно определяет: пространственное размещение узлов и деталей относительно друг друга, структуру и габариты узлов, форму и размеры деталей, предварительно полученных расчетом и уточненных в процессе компоновки механизма; способы передачи нагрузки от места приложения к корпусу механизма, осевой фиксации и центрирования деталей; технологию сборки и средства регулирования узлов и деталей (например, зацеплений, зазоров в подшипниках, люфтов валов и т.п.); способы и средства смазки; типы уплотнений. В конце процесса эскизного конструирования целесообразно произвести проверочные расчеты деталей и внести коррективы в чертежи, если это будет необходимо.

6.4. Разработка технического проекта

На этапе разработки технического проекта — совокупности конструкторских документов (с literой Т) — выбирается окончательное ТР, выполняются чертежи общего вида механизма и сборочных единиц, дающие полное представление об устройстве механизма и конструктивной форме всех деталей и позволяющие разработать рабочую конструкторскую документацию.

На этом этапе выбирается окончательный вариант ТР, т.е. находится оптимальное решение многовариантной задачи. При поиске оптимальной формы и размеров деталей и узлов, габаритных размеров механизма, можно применять геометрическую оптимизацию. При поиске окончательной формы узлов и деталей производится выбор совершенной формы путем сравнения вариантов конструкции по критериям качества.

При выборе окончательного варианта конструкции оформляются следующие чертежи: общего вида, сборочный и габаритный для механизма.

Рекомендуемый порядок работы на этапе разработки технического проекта:

1) проверить варианты конструкции узлов и деталей по критериям качества и дополнительным показателям;

2) проверить варианты конструкции механизма на их соответствие полному списку требований;

3) на основе предыдущих операций и анализа выбрать наилучшие варианты и проверить их вновь на соответствие полному списку требований;

4) попытаться улучшить наилучшие варианты;
5) провести ранжировку наилучших вариантов конструкции по степени эффективности, достижению главной цели конструирования данного механизма (рекомендуется использовать методы экспертных оценок, квалиметрического анализа и другие, например методы математического моделирования);

6) выбрать оптимальный вариант конструкции;
7) разработать чертежи с проработкой всех элементов деталей и с соблюдением требований ЕСКД, вычертив также все стандартные детали и их элементы, намеченные контуром на предыдущих этапах конструирования.

Требования к чертежам устанавливает ГОСТ 2.102-68. Конструкция и размеры стандартных узлов и деталей должны выбираться по справочникам и каталогам. Порядок разработки общего вида и сборочного чертежа приводится в [40]. Там же указано, какие упрощения и условности разрешены ГОСТами на общих видах и сборочных чертежах и какие данные необходимо помещать на чертежах.

В итоге разработки технического проекта должны быть вычерчены все необходимые проекции и виды механизма и сборочных единиц, местные разрезы и сечения, поясняющие форму сложных по конфигурации деталей и узлов. Все элементы деталей должны быть проверены на прочность, также должны быть вычерчены элементы стандартных деталей, намеченных контуром на предыдущем этапе.

6.5. Разработка рабочей конструкторской документации

На этом этапе производится разработка следующей документации на основе технического проекта: 1) для опытных образцов и партии (с литерой О₁, О₂); 2) для установочной (головной) серии (с литерой А); 3) для серийного или массового производства (с литерой Б). Все документы должны оформляться по стандартам. Виды и комплектность конструкторских документов устанавливает ГОСТ 2.102-68. Совокупность документов, содержащих чертежи общих видов, узлов и деталей, должен отвечать следующим требованиям: 1) позволять изготовление деталей, контроль работоспособности и контроль точности сборки; 2) позволять сборку и контроль точности сборки; 3) позволять контроль работоспособности (технического состояния) в эксплуатации.

На этапе разработки рабочей конструкторской документации оформляются чертежи деталей, сборочные чертежи, спецификация. На чертеже детали дается изображение формы детали и приводятся данные, необходимые для изготовления и контроля детали. Рекомендуемый порядок работы: 1) разработать рабочие чертежи деталей в такой

последовательности: вычертить конструкцию детали так, чтобы полностью определились форма и размеры всех элементов детали и выяснилась технологическая возможность ее изготовления (при изменении формы и размеров элементов детали из-за технологических требований внести соответствующие изменения в чертежи общего вида и сборочные); нанести все необходимые для изготовления размеры с их предельными отклонениями; обозначить шероховатости поверхностей по заданному допуску или в зависимости от вида механической обработки данной поверхности; нанести данные о допусках формы и расположения поверхностей и другие; сформулировать требования к материалу, заготовке, термообработке и свойствам материалов готовой детали, отделке, покрытию, указать проверку методами неразрушающего контроля; 2) разработать сборочные (монтажные) чертежи; 3) разработать спецификацию (см. [40]).

В целом совокупность конструкторских документов (ГОСТ 2.102-68) подводит итог конструированию как процессу создания изделия в чертежах. Расчеты, пояснения устройства, обоснование принятых решений призваны как бы теоретически доказать будущую работоспособность изделия. Окончательный итог конструирования практически подводится после изготовления изделия, его доводочных испытаний и в процессе эксплуатации. Каждый из названных этапов создания механизма может дать информацию о необходимости внесения изменений в проект изделия. Данные доводочных испытаний служат основанием для анализа технико-экономических показателей окончательного технического решения, проверенного экспериментом, в виде реализованного ТЗ. При подведении всех итогов могут быть сделаны выводы об удовлетворении потребности в данном изделии или необходимости продолжения работ и создания модификаций, улучшающих те или иные показатели изделия.

Глава 7. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ БАЛОЧНОГО ТИПА

7.1. Предварительный анализ и формирование ТЗ

В связи с невозможностью рассмотрения всех деталей, используемых на ЛА, опишем системный подход при их создании. Рассмотрим методику расчета и конструирования деталей балочного типа, к которым относятся валы, оси, кронштейны, стойки, качалки, рычаги, тяги, штоки.

Вначале проводится предварительный анализ, исходными данными для которого являются техническое задание на надсистему (механизм), ее кинематическая схема, а также результаты проектных расчетов механизма.

Предварительный анализ при конструировании детали включает: определение назначения (функции) детали; выделение надсистемы, содержащей деталь, изучение ТЗ; декомпозицию надсистемы и установление требований, связей, условий и ограничений для детали (системы) с подсистемой и другими деталями; составление списков требований, недостатков и критериев развития для детали;

уточненную постановку задачи и формулирование ТЗ детали.

Рассмотрим предварительный анализ более подробно на примере промежуточного вала зубчатой цилиндрической передачи редуктора (см. рис. 2.2).

Вал установлен на подшипниках скольжения. Назначение вала — передавать вращающий момент и поддерживать вращающиеся детали, закрепленные на нем.

Надсистемой является редуктор. В ТЗ на него содержатся назначение, эксплуатационные характеристики (например, частота вращения и вращающий момент на входном валу, коэффициент динамичности внешней нагрузки), а также требования по надежности, ресурсу, данные о габаритах, массе, производственно-технологические данные, определяемые масштабом производства и возможностями конкретного производства, требования устойчивости к внешним воздействиям — механическим (вибрация, перегрузкам, ударам), климатическим (влажности, температуре, давлению, пыли, радиации) и другим (например, химическим, биологическим, магнитным).

Надсистема (редуктор) включает цилиндрические зубчатые колеса, винт, гайку, валы, подшипники скольжения, корпус, кожух и соединения.

Основные требования к редуктору — эксплуатационные (реализация показателей назначения, высокая надежность, минимальная масса, высокий КПД, обеспечение необходимой точности), производственно-технологические, экономические и антропологические.

Последовательно формируются требования к ТЗ детали. Рассмотрим, как при создании редуктора обеспечиваются эксплуатационные и производственно-технологические требования.

Надежность вала определяется прочностью, жесткостью и долговечностью. Прочность и жесткость обеспечиваются рациональным выбором при заданных ограничениях геометрии вала и материала. Отсут-

ствие необходимой жесткости вала может привести к недопустимой деформации, а также к потере общей и местной устойчивости, что наблюдается лишь у полых валов с тонкой стенкой. Недостаточная жесткость может вызвать нарушения нормального функционирования механизма. Долговечность зависит от усталостной прочности при воздействии знакопеременных нагрузок от зубчатых колес и износостойкости участков, контактирующих с подшипниками и износостойкости участков, обеспечивается выбором материала, термообработки и смазочных материалов (СМ), при которых износ будет находиться в допустимых пределах.

Минимальная масса достигается разработкой совершенной конструкции детали рациональной формы, обеспечивающей ее равнопрочность, а для вала с отверстием — и приближением к постоянству напряжений. Важен также правильный выбор материала. Однако выигрыш массы путем уменьшения диаметра и толщины стенок у полых валов приводит к уменьшению прочности и жесткости, т.е. эти требования противоречивы.

Далее для вала устанавливаются связи, условия и ограничения, определяемые надсистемой и ее элементами.

Так, взаимодействие с другими элементами надсистемы требует высокой точности и малой шероховатости участков вала, сопряженных с подшипниками скольжения и ступицами зубчатых колес. Увеличение точности участков вала, контактирующих с подшипниками, приводит к увеличению долговечности, но при этом усложняется технология изготовления и увеличивается себестоимость; значит, эти условия противоречат друг другу.

Малые потери на трение, связанные с КПД редуктора, достигаются выбором материала вала и подшипника скольжения так, чтобы они образовывали антифрикционную пару, определяемую малым коэффициентом трения и высокой износостойкостью, а также подбором СМ.

На основании анализа надсистемы, ее элементов и ТЗ на редуктор формулируют ТЗ на деталь, которое включает список требований.

Из ТЗ на редуктор определяют ресурс детали, условия эксплуатации, лимит на массу и другие характеристики. В табл. 7.1 приведен примерный список требований к валу.

Так как студент при конструировании детали обычно использует прототип, то целесообразно составить список его недостатков.

Не менее важно предусмотреть критерии развития, характеризующие степень совершенства детали для достижения мирового уровня, который определяется на основании статистических данных, например по показателям удельной металлоемкости, коэффициенту использования материала, удельной прочности и жесткости материала.

Таблица 7.1

Требования	
№ п/п	
1	Обеспечение вращения вала и передачи вращающего момента
2	Фиксация вала: а) в осевом направлении; б) в поперечном направлении
3	Обеспечение фиксации сопряженных элементов
4	Прочность, жесткость, отсутствие потери общей и местной устойчивости
5	Обеспечение назначенного ресурса
6	Защита от коррозии
7	Ограничение по массе

В табл. 7.2 приведен возможный список недостатков и критериев развития для вала.

Таблица 7.2

№ п/п	Недостатки	Критерии развития	Улучшенные показатели качества
1	Низкий коэффициент использования материала	Совершенствование технологии. Замена заготовки из прутка на поковку или штамповку	Снижение количества металла, идущего на заготовку
2	Недостаточная удельная прочность материала	Использование металла с более высокой удельной прочностью	Снижение массы
3	Высокая концентрация напряжений на отдельных участках вала	Использование способов снижения концентрации напряжений	Повышение прочности
4	Большая масса вала	Обеспечение более равномерного распределения напряжений	Снижение массы
5	Недостаточная износостойкость на участках, сопряженных с подшипниками скольжения	Использование более качественного материала, его термообработка и смазка	Повышение долговечности

Дальнейшая работа конструктора должна быть направлена на выполнение сформулированных требований, устранение недостатков и реализацию критериев развития, что нужно учитывать при уточнении постановки задачи и в ТЗ для детали.

Аналогично можно сформулировать постановку задачи и для других типов деталей.

7.2. Конструирование деталей с использованием системного подхода

Изложенная в настоящем разделе методика может быть использована с некоторыми изменениями и для деталей не балочного типа.

После формулирования ТЗ, списка требований и критериев развития переходят к проектным расчетам и конструированию детали.

Следует отметить, что в практике конструирования деталей ТЗ на них не всегда полностью фиксируются в документации: указываются лишь основные технические требования на рабочем чертеже детали, которые включают требования по прочности материала, точности, шероховатости, покрытиям и др. Однако все сформулированные требования и критерии развития должны учитываться при конструировании для создания совершенной конструкции.

При конструировании следует обращать особое внимание на совершенствование детали по массе, что часто связано с требованием прочности, а при необходимости — жесткости и др. Минимальная масса детали получается при равномерном нагружении материала в сечении (выравнивание напряжений), а это достигается удалением из сечения участков, где напряжения малы. Такая задача решается для деталей балочного типа выбором рациональной формы сечения и его геометрических характеристик, что легко выполняется при простом напряженном состоянии.

Рассмотрим, как это реализуется у балки, нагруженной изгибающим моментом. Нормальные напряжения в сечении распределяются неравномерно. Они имеют максимальную величину в крайних точках сечения и снижаются до нуля у нейтральной оси. Для выравнивания напряжений удаляют материал из наименее нагруженных мест и сосредотачивают его в более нагруженных участках сечения. В результате получают наиболее рациональную форму сечения. На рис. 7.1, а показан ряд профилей с одинаковой площадью сечения в порядке увеличения совершенства формы сечения при работе на изгиб. Наилучшие варианты сечения (6, 7, 8) при одинаковой погонной массе отличаются от других (1 — 5) повышенной прочностью и жесткостью.

Коэффициент массового совершенства сечения K_G определяет долю площади облегченного сечения от площади сплошного сечения при равном их моменте сопротивления W_x . На графике (рис. 7.1, б) приведена зависимость коэффициента K_G от геометрических характеристик



Рис. 7.1

двухаврового и круглого сечений. Из графика видно, что массовое совершенство возрастает с увеличением параметров α и β .

Можно рекомендовать использовать в конструкциях двухавровые сечения с $\beta = 0,8 \dots 0,9$ и кольцевые сечения с $\alpha = 0,95$; при этом облегчение сечения составляет $\sim 70\%$. При больших значениях α и β возможна потеря местной устойчивости.

Повторим, что при нагружении изгибающим моментом балки наиболее рациональная форма сечения — двутавр. Кольцевое сечение целесообразно использовать при конструировании вращающихся деталей (валов, осей).

При нагружении детали (винта в передаче винт-гайка) продольной силой, когда возможна потеря статической устойчивости, целесообразно использовать кольцевую форму сечения.

Форму базовой конструкции по длине нужно стремиться выполнять равнопрочной.

Целесообразна, особенно при сложном напряженном состоянии, реализация конструкции в нескольких вариантах. Выбор окончательного варианта осуществляется на основании установленных критериев.

На форму детали могут влиять факторы, связанные с обеспечением движения детали и ее взаимодействием с соседними элементами конструкции, например использование для подвижного соединения с сопряженными деталями участков с цилиндрическими или шаровыми поверхностями, соединений ушко-вилка. В ряде деталей необходимо предусмотреть поверхности для их закрепления.

Рассмотрим использование системного подхода в курсовом проектировании на примерах.

Выбор рациональной формы детали. Форму детали выбирают исходя из компоновочных решений, а также с учетом, в первую очередь, эксплуатационных, а затем производственно-технологических и других требований.

Компоновка — это взаимное расположение элементов изделия, устанавливаемых на основании расчетов и приемов конструирования с учетом технико-экономических и потребительских требований.

Основными видами требований, которые учитываются при выборе формы детали, являются компоновка, прочность, долговечность, жесткость, масса, заготовка, механическая обработка и унификация.

В каждом конкретном случае может отсутствовать ряд требований. Например, при проектировании несильных деталей не нужно учитывать требования прочности, долговечности и жесткости.

Используя системный подход, можно между требованиями устанавливать взаимосвязи, которые необходимо учитывать при проектировании (рис. 7.2). Проанализируем содержание этих связей.

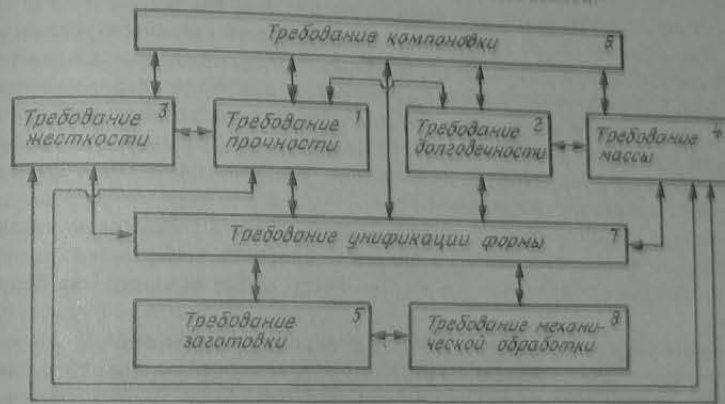


Рис. 7.2

Взаимосвязь 6—7. Требования компоновки механизма или сборочной единицы, в которую входит деталь, направлены на уменьшение габаритов. Они также определяют ограничения для формы детали в местах соединений, расположения других деталей и т.д.

Требования унификации формы направлены на сокращение затрат труда и себестоимости. Однако унификация может дать и обратный эффект. Если нет возможности унифицировать всю форму детали, то можно унифицировать ее часть.

Следовательно, между требованиями компоновки и унификации могут возникнуть и противоречия. Например, при унификации детали могут увеличиваться ее размеры, но при этом положительным является то, что сокращается номенклатура деталей и повышается эффективность производства.

Взаимосвязь 1—6. Требование прочности связано с конструированием деталей, в которых напряжения при нагружении не превышают

допустимых. Эти требования, так же как и требования компоновки, направлены на уменьшение размеров детали (обеспечение минимальных габаритов). Они определяют выбор поперечного сечения с наименьшей площадью для балочного типа детали, а ее форму в продольном направлении целесообразно выбирать с соблюдением условия равнопрочности.

Требования прочности могут входить в противоречия с требованиями компоновки, которые не позволяют использовать оптимальную по прочности форму детали. Например, в случае деталей балочного типа могут накладываться ограничения по высоте, ширине и т.д.

Взаимосвязь 2—6. Требования долговечности связаны с усталостной прочностью, а для деталей, входящих в узлы трения, — с изнашиванием. Они оказывают влияние на форму детали. Если деталь испытывает циклическое нагружение, то для обеспечения усталостной прочности нужно исключить резкие изменения формы и нагрузок, приводящие к концентрации напряжений, и использовать конструктивные мероприятия, снижающие ее.

Наличие износа требует определенных форм и размеров для контактирующих поверхностей (цилиндрических, шаровых, плоских).

Требования долговечности и компоновки могут быть противоречивыми.

Взаимосвязь 3—6. Требования жесткости связаны с необходимостью ограничения деформации для обеспечения нормального функционирования детали в сборочной единице. Например, такие ограничения имеются на прогибы и углы наклона упругой линии вала в местах установки зубчатых колес и подшипников.

Требования жесткости для деталей балочного типа влияют на выбор формы сечения и конфигурации детали в продольном направлении. В элементах деталей пластинчатого и оболочечного типа под действием моментных нагрузок могут возникнуть большие деформации. Для их устранения в конструкцию вводят усиливающие элементы.

Кроме того, недостаточная жесткость деталей балочного типа может привести к потере общей и местной устойчивости.

Требования жесткости могут противоречить требованиям компоновки.

Взаимосвязь 1—2. Требования статической прочности и требования долговечности, связанной с усталостной прочностью, не противоречат друг другу. Однако при обеспечении долговечности более высокие требования предъявляются к устранению концентрации напряжений, связанной с конфигурацией детали. В результате проведения конструктивных мероприятий, направленных на выполнение последних требований, снижается эффективный коэффициент концентрации напряжений, увели-

чиваются предельные и допустимые напряжения, что приводит к уменьшению размеров детали.

Уменьшение изнашивания для повышения долговечности требует обеспечения значительно меньших напряжений на трущихся поверхностях деталей.

Взаимосвязь 1—3. Требования прочности и жесткости детали не всегда удовлетворяются одновременно. Например, прочная деталь может не обладать необходимой жесткостью, и наоборот. Обычно изменение формы детали, направленные на повышение жесткости, вызывают и повышение ее прочности, т.е. эти требования согласованы.

Взаимосвязи 1—7, 2—7, 3—7 характеризуются тем, что требования прочности, долговечности, жесткости могут противоречить требованиям унификации формы. Оптимальные формы, соответствующие требованиям 1, 2, 3, могут не соответствовать унифицированным.

Взаимосвязь 4—6. Одним из важнейших для ЛА является требование массы. Это требование согласовывается с требованием компоновки, направленным на сокращение размеров. Требование массы дополнительно заставляет делать форму детали такой, чтобы лишний (не нагруженный) материал был убран. Для облегчения конструкции детали используются отверстия, вырезы и т.д.

Взаимосвязи 1—4, 2—4, 3—4. Требования прочности, долговечности и жесткости, направленные на уменьшение размеров детали, приводят к снижению ее массы. Взаимосвязь 1—4 дополняет взаимосвязь 1—6 и требует обеспечения минимальной массы детали. Последнее достигается выбором наилучшей силовой схемы, а для деталей и элементов балочного типа — выбором рационального поперечного сечения и обеспечением равнопрочности в продольном направлении.

Взаимосвязь 4—7. Требования массы находятся в противоречии с требованиями унификации, так как она обычно приводит к увеличению массы детали.

Взаимосвязь 5—7. Требования унификации направлены на уменьшение разнообразия форм. Они диктуются интересами производства.

Требования конструкции заготовки направлены на максимальное приближение ее формы к форме готовой детали. Использование одной и той же заготовки для изготовления деталей разных форм весьма ограничено. Поэтому между требованиями заготовки и унификации могут возникнуть противоречия.

Взаимосвязь 7—8. Требования механической обработки направлены на снижение затрат труда и средств при производстве детали. Для удовлетворения этих требований можно унифицировать форму детали или ее частей. Имеем согласованное удовлетворение требований.

Взаимосвязь 5—8. Требования заготовки направлены на снижение точности и упрощение формы для снижения затрат труда и средств. Однако это приводит к повышению трудоемкости механической обработки, и наоборот. Налицо противоречие между требованиями.

Кроме того, использование максимально приближенных к форме готовой детали заготовок, полученных литьем, ковкой, штамповкой, экономически не оправдано при индивидуальном и мелкосерийном производствах.

Выбор материала детали. Основными видами требований, которые должны учитываться при выборе материала детали, являются прочность, долговечность, жесткость, масса, заготовка, механическая обработка, шероховатость, термообработка и унификация. В зависимости от конкретного случая эти требования могут быть сужены.

Схема взаимосвязей между основными требованиями приведена на рис. 7.3. Проанализируем содержание лишь некоторых из указанных на схеме связей.

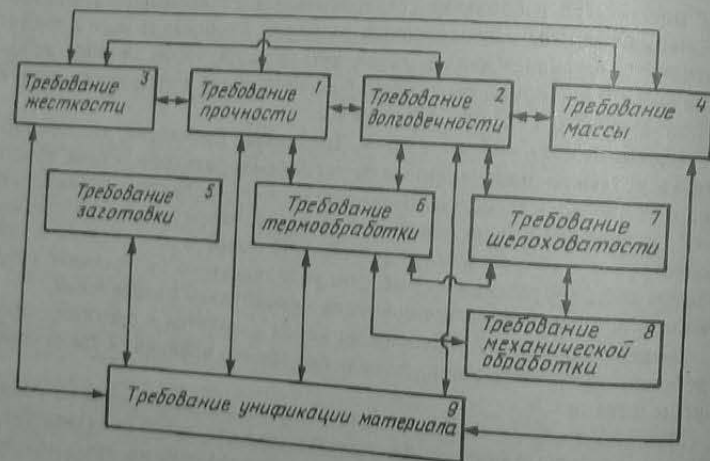


Рис. 7.3

Взаимосвязь 1—2. Для удовлетворения требования прочности нужно выбрать материал с соответствующими механическими характеристиками — пределом текучести σ_t , пределом прочности σ_b . При ударном нагружении нужен материал с высокой ударной вязкостью KCU , а при контактном нагружении — с высокой твердостью рабочей поверх-

ности. Требования долговечности при циклическом нагружении направлены на увеличение ресурса детали и удовлетворяются путем выбора материала с необходимым пределом выносливости σ_{-1} .

Для деталей, подвергающихся износу, требования долговечности обеспечиваются выбором материала, имеющего такие свойства с учетом химико-термической обработки, при которых интенсивность изнашивания J_h трущихся поверхностей будет находиться в допустимых пределах.

При выборе материала нужно принимать во внимание сочетание требований 1 и 2, учитывая значимость разрушающих видов нагружения и характер нагружения детали.

Выполнение требования долговечности, связанного с контактной выносливостью, можно осуществить выбором марки стали и введением процесса поверхностного упрочнения материала.

Взаимосвязь 1—3. Требование жесткости связано с модулем упругости E , а требование прочности — с пределом прочности σ_b . При выборе материала эти требования не всегда будут согласованы.

Взаимосвязь 1—9. Требования прочности направлены на получение детали с минимальными размерами.

Требования унификации материала направлены на использование материала одной марки для нескольких деталей. Переход при унификации к использованию более прочных материалов сопряжен с повышением стоимости, а менее прочных — с увеличением размеров детали, что приводит к увеличению массы. Преимущество унификации материала деталей заключается в унификации процесса термообработки и упрощении организации производства. Следовательно, производственно-технологическое требование унификации противоречит требованию прочности.

Взаимосвязь 2—7. Требования долговечности определяются усталостной прочностью и износостойкостью трущихся поверхностей. Противоречие между ними заключается в том, что для обеспечения усталостной прочности при циклическом нагружении твердость материала должна быть относительно невысокой, а высокая износостойкость требует высокой твердости.

Требования шероховатости обеспечивает как усталостную прочность при циклическом нагружении, так в случае необходимости и износостойкость.

Взаимосвязь 7—8. Требования шероховатости связаны с обеспечением нормального функционирования детали в условиях эксплуатации. Требование механической обработки направлено на снижение за-

трат труда и средств на работы, которые обеспечивают заданную шероховатость поверхности. Это противоречие существенно лишь в том случае, когда требуется получить высокие классы шероховатости.

Взаимосвязи 1—4, 2—4, 3—4 анализируются в связи с необходимостью удовлетворить не только требования прочности, долговечности и жесткости, но и требования массы.

Для комплексной оценки этих требований при проектировании деталей ЛА используются следующие показатели:

для взаимосвязи 1—4 — удельная прочность $\frac{\sigma_v^k}{\rho}$ или $\frac{\sigma_T^k}{\rho}$;

для взаимосвязи 2—4 — удельная прочность при циклическом нагружении $\frac{\sigma_{-1}^k}{\rho}$;

для взаимосвязи 3—4 — удельная жесткость $\frac{E^n}{\rho}$, где ρ — плотность материала, $k=1$ при растяжении и сжатии, $k=2/3$ при изгибе, при работе на устойчивость $n=1/2$ для стержня и цилиндрической оболочки.

Выбор в каждом случае нагружения материала с наибольшим значением показателя дает оптимальное решение для достижения совершенства детали по массе.

С целью совместной оценки требований 1, 2, 4 можно также использовать обобщенный показатель $\frac{\sigma_v E}{\rho}$.

Некоторые характеристики материалов приведены в табл. 7.3. Там же дана их относительная цена (цена материалов, отнесенная к цене стали 45).

Взаимосвязь 2—3. Требование жесткости удовлетворяется путем выбора материала с высоким модулем упругости E , а требование долговечности — использованием материала с высоким пределом выносливости σ_{-1} . Они могут быть противоречивы. Так, использование бериллиевых сплавов с высокой удельной жесткостью может быть ограничено из-за малой величины предела выносливости.

Взаимосвязь 5—9. Требования заготовки к материалу связаны с технологическим процессом изготовления. Так, например, для литых деталей используются алюминиевые сплавы АЛ9, АЛ19, для сварных — литейных механической обработки, — сплавы ДТ16, В96. Требования унификации направлены на уменьшение номенклатуры марок материала

Таблица 7.3

Материал	Марка	σ_v , МПа	$\sigma_v/\rho \cdot 10^{-5}$, см	$E \cdot 10^{-8}$, см	Относительная цена С
Сталь $\rho = 7,8 \text{ г/см}^3$, $E = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$	3	380	4,9	2,69	0,8 ... 1,2
	20	390	5		0,9 ... 2,3
	45	600	7,6		1 ... 2,3
	30ХГСА	1100	14,1		2 ... 5
	60С2А	1600	20,5		2,9 ... 6,7
	18Х2Н4МА	1420	18,2		4,3 ... 5
	12Х18Н10Т	660	8,5		6,6 ... 7,4
Алюминиевые сплавы $\rho = 2,7 \text{ г/см}^3$, $E = 0,72 \cdot 10^5 \text{ МПа}$	Д16	440	16,3	2,67	6,7 ... 13,8
	АМг6	320	11,8		8 ... 12
	АК8	450	16,6		6,7 ... 9,3
	АЛ9	200	7,4		6,3 ... 12
Магниевые сплавы $\rho = 1,76 \text{ г/см}^3$, $E = 0,41 \cdot 10^5 \text{ МПа}$	МА5	340	19,3	2,33	—
	МЛ5	220	12,5		
Титановые сплавы $\rho = 4,5 \text{ г/см}^3$, $E = 1,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$	BT5-1	850	19,2	2,44	50 ... 87
	BT3-1	980	21,8		30 ... 50
	BT23	1600	35		
Бронзы $\rho = 8,2 \text{ г/см}^3$, $E = 1,25 \cdot 10^5 \text{ МПа}$	БрАЖН10-4-4	710	7,8	1,52	10 ... 11
	БрВ2	1100	13,4		11 ... 60
Бериллиевые сплавы $\rho = 2,35 \text{ г/см}^3$, $E = 1,35 \cdot 10^5 \text{ МПа}$	АБМ1	420	17,8	5,74	—
Композиционные материалы	КМУ углепластик	1200	80	15	—
	КБМ боропластик	1200	60	13,5	—
	ВИС стеклопластик	360	31	1,5	—

ла, что особенно важно при мелкосерийном производстве. Эти требования часто противоречивы.

Взаимосвязь 1—6. Прочность материала детали зависит не только от марки материала и его свойств в состоянии поставки, но и от термообработки, которой подвергают деталь при изготовлении. Это необходимо учитывать при выборе материала. Требования процесса термообработки направлены на сокращение числа операций и их продолжительность.

Взаимосвязь 2—6. Требования долговечности не всегда могут быть удовлетворены выбором марки материала. Возникает необходимость термической и химико-термической обработки детали. Полученное при этом упрочнение поверхности детали используется в качестве технологического способа повышения ее усталостной прочности, а также износостойкости.

Кроме того, при выборе материала детали необходимо учитывать механические, климатические и другие воздействия. Материал должен обладать стойкостью к этим воздействиям (разд. 1.3).

Изучение взаимосвязей облегчает выбор формы и материала при проектировании деталей, позволяет установить противоречия между требованиями, которые устраняются при поиске компромиссного решения.

Возможны и другие подходы, например анализ с использованием метода контрольных вопросов.

При конструировании деталей вручную их создание начинается с разработки чертежей механизма (надсистемы). Реализуется принцип от общего к частному. При конструировании проводятся увязка геометрических характеристик детали с другими элементами механизма и предварительное определение необходимой точности элементов конструкции.

При автоматизированном проектировании возможен и другой подход, при котором из типовых деталей или сборочных единиц формируется надсистема. Однако и в этом случае сохраняется общая стратегия, т.е. в определенной степени принцип от общего к частному. После выполнения эскиза детали проводится декомпозиция и определяется назначение каждого элемента в соответствии с заданными требованиями, изложенными в списках.

7.3. Заключительный этап проектирования и разработка рабочих чертежей

После завершения конструирования детали осуществляется уточненное определение нагрузок и составление расчетной схемы. При оп-

ределении нагрузок устанавливаются связи с контактирующими элементами и находятся силы, действующие на деталь.

При проведении расчетов деформации деталей условно разделяют на общие (изгиб, кручение, растяжение и др.) и местные, например, связанные с контактными напряжениями или местной потерей устойчивости.

Рассмотрим общие деформации деталей. При выборе их расчетной схемы не принимаются во внимание некоторые второстепенные особенности. Однако принятая модель должна быть адекватна реальной конструкции и не должна давать при проведении расчетов погрешность полученных результатов, превышающую допустимую величину.

Обычно вводят следующие упрощения для деталей балочного типа: геометрию детали схематически представляют в виде балки (стержня) постоянного или переменного сечения;

материал принимают сплошным, однородным, упругим и изотропным (это допущение нельзя распространить на все материалы, например на композиционные материалы, которые являются анизотропными); при решении некоторых задач учитывается пластичность или ползучесть материала;

силы и моменты, распределенные по малой длине, заменяют сосредоточенными для достаточно длинных деталей;

схематически рассматривают условия закрепления (неподвижное или подвижное, шарнирное, упругое и др.).

Важно также учитывать характер изменения нагрузок по времени.

Возможно, особенно на начальной стадии проектирования, использовать модель статического нагружения, когда дополнительные (например, динамические) силы малы и ими можно пренебрегать или учитывать, вводя коэффициент динамичности внешней нагрузки. При статическом нагружении детали не учитываются размеры, концентраторы напряжений, шероховатость и упрочнение поверхности и другие особенности.

При малой величине массовых сил (силы тяжести, инерционные усилия) их можно не учитывать.

При проверочном расчете на усталость в каждом расчетном сечении выполняют наибольшее приближение к реальной конструкции. В сечениях учитываются особенности детали и соответственно в расчетах используют эффективный коэффициент концентрации напряжений, коэффициенты масштабного эффекта и влияния шероховатости поверхности, коэффициенты, учитывающие упрочнение материала и его анизотропию.

Далее проводятся проверочные расчеты, которые сводятся к определению для выбранной расчетной схемы реакций в опорах, определе-

нию и построению эпюр внутренних силовых факторов, выбору расчетных сечений и проверке их на прочность. Если расчетное сечение не прочно, то изменяют его геометрические характеристики и добиваются, чтобы прочность была обеспечена.

Детали, нагруженные осевыми силами, проверяют на потерю общей устойчивости, а тонкостенные детали — на потерю местной устойчивости.

При наличии требований, ограничивающих деформацию детали, делается проверка и ее жесткости, а для деталей узлов трения — проверка на износ и т.д.

После анализа результатов проверочных расчетов и удовлетворения требований, предъявляемых к детали на этапе технического проекта, выполняют рабочие чертежи в соответствии с требованиями ЕСКД. Более подробно эти вопросы изложены в разд. 6.4 и в работах [15, 40].

Глава 8. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА

8.1. Анализ структуры узлов и постановка задачи на конструирование

Передачи винт-гайка широко применяются в системах управления ЛА: для перемещения аэродинамических поверхностей (закрылков, предкрылков, стабилизаторов, рулей высоты и направления), уборки и выпуска шасси; в механизмах изменения стреловидности крыла, стыковочных устройствах ЛА и других механизмах, требующих преобразования вращательного движения в поступательное (или наоборот).

В механизмах авиационной и космической техники используют два варианта движения звеньев пары винт-гайка: гайка вращается, а винт движется поступательно; винт вращается, а гайка, жестко связанная со штоком, движется поступательно. Первая кинематическая схема применяется в механизмах с небольшим перемещением винта (рис. 8.1, а, где F_a — силовая нагрузка), вторая — для получения значительного поступательного перемещения выходного звена L_{max} при больших силовых нагрузках (рис. 8.1, б).

Примеры кинематических схем и конструкций механизмов, включающих передачи винт-гайка с трением скольжения или качения, приведены в [32, 40]. Они могут служить прототипами или аналогами механизмов, являющихся объектом курсового проектирования. Приближенные методики расчетов промежуточного привода и передач винт-гайка скольжения и качения изложены в [32, 40]. Они позволяют выполнить проекторочные расчеты для разработки компоновочных чертежей

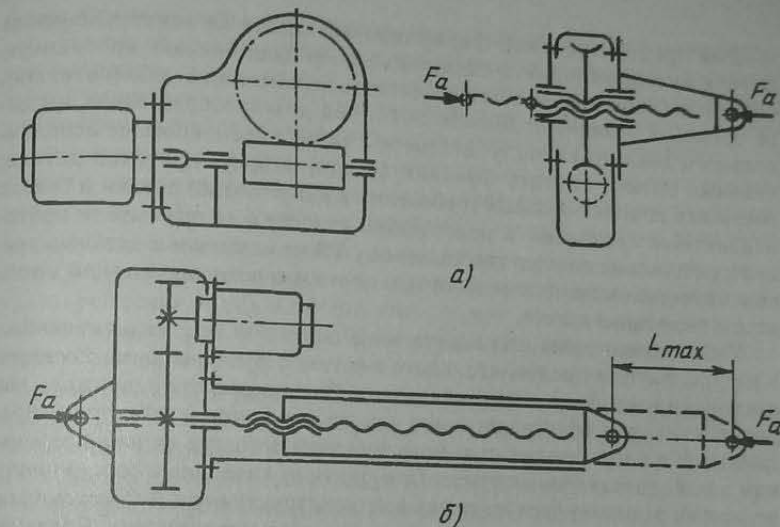


Рис. 8.1

механизмов, применяемых в авиационной и космической технике. Для постановки и решения конструкторских задач используем рекомендации системного подхода и обобщенного метода эвристических приемов [35].

Для снижения частоты вращения гайки или винта между двигателем и передачей винт-гайка включается промежуточный привод, состоящий из зубчатых или червячных передач. На основе проектировочных расчетов привода и передачи винт-гайка разрабатывается эскизный (компоновочный) чертеж механизма с учетом принятой кинематической схемы. При этом возникает необходимость в постановке и формулировании задач на конструирование отдельных элементов (деталей, частей деталей). В первую очередь это относится к главным элементам, обеспечивающим непосредственную реализацию функции механизма или узла.

Для постановки задачи на конструирование любого ТО (механизма, узла, детали, части сложной детали) рекомендуется выполнить ряд операций [35]. Задачи инженерного творчества, разновидностью которых являются конструкторские задачи, решаются, как правило, итерационным путем, т.е. несколькими приближениями к искомому решению (действует принцип вариантности). Поэтому перед каждым этапом конструкторских работ необходимо уточнять задачу.

Для предварительной формулировки задачи на конструирование детали нужно выполнить следующие операции: описать проблемную ситуацию (например, чтобы осуществить перемещение исполнительного органа, в механизме должен быть узел для преобразования вращательного движения в поступательное и звено, перемещающее исполнительный орган); описать функции детали; выбрать прототип детали; составить список основных требований к конструкции детали и список недостатков прототипа. К недостаткам относят и те показатели прототипа, которые не соответствуют новому ТЗ на механизм и деталь в связи с изменением величины нагрузки, долговечности, требований к точности, надежности и т.п.

Уточненная постановка задачи включает элементы, перечисленные в гл. 7, и требует предварительного анализа структуры и взаимосвязей детали с элементами узла и механизма. Задача должна содержать две части, в которых сформулировано, что «дано» и что «требуется» определить. В данные входит описание функций детали и список требований к ней, составленных ранее. Они будут полнее, если использовать не только кинематическую схему или конструктивную ФС механизма, но и прототип (использование принципа преемственности). Покажем это на примере.

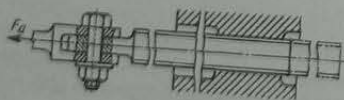


Рис. 8.2

Рассмотрим структуру узлов существующего механизма с поступательным перемещением винта, включающего передачу винт-гайка с трением скольжения (рис. 8.2). На основе рекомендации системного подхода

(см. гл. 2, 7) за систему примем ходовой винт, а за надсистему — совокупность узлов винт-гайка и ушко-вилка, связанных функционально и физически через ходовой винт. Произведем декомпозицию надсистемы. Узел винт-гайка включает ходовой винт, гайку (выполнена в ступице червячного колеса), опоры гайки, уплотнительное устройство. В узел ушко-вилка входит часть ходового винта (ушко), ось шарнира в виде болта, детали болтового соединения, вилка узла крепления исполнительного органа.

Ходовой винт имеет непосредственные связи с двумя деталями: гайкой (подвижное сопряжение) и осью шарнира (малоподвижное соединение). Эти связи носят двоякий характер: функциональный и физический. Функциональная связь с гайкой обеспечивает преобразование вращательного движения (вращательного в поступательное), физическая связь винта с гайкой (силовая и геометрическая) — преобразование через витки резьбы вращающего момента гайки в осевую силу и перемещение

винта. Силовая связь двух узлов через винт обеспечивает передачу осевого усилия от резьбы гайки к оси соединения ушко-вилка и перемещение исполнительного органа. Геометрическая связь ходового винта с гайкой через витки резьбы трапецевидного профиля обеспечивает перемещение ходового винта в двух направлениях (реверс движения).

Функциональная связь винта с осью шарнира обеспечивает перемещение исполнительного органа, совершающего поворот (см., например, [32, с. 188]), а силовая — передачу усилия F_a на узел крепления вилки. Силовая и геометрическая связи накладывают ограничения на форму и размеры ушка винта. Для выполнения функции перемещения узла, крепления вилки и обеспечения самоустановки винта в этом узле ушко очерчивается плоскими, криволинейными и цилиндрической (отверстие) поверхностями.

Анализ условий работы элементов ходового винта показывает, что силовая связь винта с гайкой приводит к действию напряжений смятия на рабочей поверхности винта и напряжений среза у основания витка. Давление на боковую поверхность витков вызывает значительное трение, которое может приводить к разрушению поверхности от износа. Этот вид повреждения является наиболее опасным, поэтому расчет геометрии резьбы производится по критерию износостойкости. Силовая связь ходового винта с осью шарнира приводит к действию в ушке напряжений смятия на поверхности отверстия, растяжения и среза (вырыва) при уборке винта. При восприятии вращающего момента и передаче осевого усилия стержень ходового винта испытывает сложное напряженное состояние: одновременное действие кручения, сжатия (растяжения при уборке) и продольного изгиба. Это может приводить к разрушению усталостного характера и потере продольной устойчивости и должно учитываться предъявлением требований обеспечения прочности и продольной устойчивости к конструируемому винту.

С учетом данных ТЗ на проектируемый механизм, кинематической схемы и проведенного анализа можно описать техническую функцию ходового винта примерно так: «Ходовой винт предназначен для преобразования вращательного движения в поступательное с помощью витков резьбы, перемещения узла крепления исполнительного органа за время t_p при максимальном рабочем ходе винта $L_{\max}$ и номинальном осевом усилии на винте F_a , изменения направления движения узла крепления исполнительного органа, а также для передачи на него осевого усилия от гайки и обеспечения поворота исполнительного органа».

Техническую функцию вращающейся гайки можно описать примерно так: «Гайка предназначена для преобразования вращательного дви-

жения в поступательное движение винта и вращающего момента в осевое усилие на винте с помощью витков резьбы, для перемещения ходового винта и изменения направления его движения».

Подобным образом после анализа функции механизма, структуры узлов прототипа, связей и условий работы элементов ходового винта можно описать функции ходового винта и гайки передачи винт-гайка с трением качения (см. разд. 8.3).

Следующей операцией является составление списка требований. При этом учитываются требования к механизму (см. разд. 1.3, 7.1) и общие требования к деталям балочного типа, к которым относятся ходовые винты (см. разд. 7.2).

Для ходового винта передачи с трением скольжения основными требованиями являются: обеспечение работоспособности по критериям прочности, жесткости, устойчивости, износостойкости при минимальной массе; безотказного функционирования (без защемления и заедания в резьбе и соединении ушко-вилка); высокой надежности; заданной долговечности при минимальной массе; необходимой точности перемещения; конструктивных и компоновочных, производственно-технологических, экономических и антропологических (работа без ударов, шума, вибраций) характеристик.

В процессе конструирования список требований будет пополняться и будут уточняться отдельные общие требования. Постепенная реализация требований на разных стадиях разработки конструкции детали при соблюдении принципов и правил конструирования (см. гл. 4, 5) позволит наделить деталь свойствами качества, отвечающими ее назначению. Использование анализа взаимосвязи основных требований к деталям балочного типа, применяемым в передаточных механизмах, помогает найти решение при реализации противоречивых требований (см. разд. 7.2).

При составлении списка недостатков прототипа (при его наличии) для детали следует указать: факторы, снижающие эффективность или затрудняющие использование прототипа; показатели, которые желательно улучшить; критерии развития (свойства качества), приведенные в [35].

Примерный список возможных недостатков прототипа ходового винта передачи с трением скольжения: 1) неудачный выбор заготовки (низкий КИМ); 2) недостаточная удельная прочность материала, не обеспечивающая минимальную массу детали; 3) недостаточная износостойкость участков сопряжения с гайкой и осью шарнира (низкие твердость поверхностей или коэффициент трения); 4) высокая концентрация напряжений разрыва у отверстия ушка; 5) повышенное трение в паре ушко-ось шарнира; 6) недостаточное усилие на винте; 7) недостаточный

максимальный рабочий ход; 8) недостаточная долговечность; 9) недостаточная подвижность ушка в шарнирном соединении.

Меры по устранению или уменьшению недостатков 1—4 (критерии развития) предложены в разд. 7.1. Для устранения или уменьшения недостатков 5—9 можно предложить следующие меры (критерии развития):

для 5-го — изменение конструкции; использование промежуточной втулки из антифрикционного материала или антифрикционного покрытия; подвод смазки к трущимся поверхностям;

для 6-го — обеспечение прочности детали (размеров резьбы и детали) при новой величине осевого усилия;

для 7-го — увеличение длины резьбового участка винта с учетом нового значения рабочего хода;

для 8-го — обеспечение большей долговечности при расчете и конструировании;

для 9-го — совершенствование конструкции путем введения сферической втулки и изменения зазора между ушком и осью шарнира.

В задачу на конструирование детали при формулировании «дано» вносятся: данные ТЗ на механизм, относящиеся к детали; количественное описание функции детали; перечень и описание возможных прототипов; список недостатков прототипа и критерии развития (пример оформления таблицы см. в разд. 7.1). В части «требуется» формулируется цель решения задачи; например, «требуется: в процессе конструирования определить форму и размеры ходового винта в соответствии с выполняемой функцией и с учетом взаимосвязи с элементами механизма и наделить деталь свойствами качества, отвечающими предъявленному к ней требованиям, используя критерии развития прототипа».

Расчет передачи винт-гайка производится по исходным данным, которые обычно задаются в ТЗ на проектирование всего механизма. К ним относятся:

1. Номинальное осевое усилие на винте (гайке) F_a , Н.
2. Максимальный рабочий ход винта (штока) $L_{\max}$, мм.
3. Продолжительность рабочего хода t_p , с.
4. Число циклов нагружения $N_{ц.н}$ или гарантийный ресурс t_h , ч.
5. Частота вращения входного вала промежуточного привода $n_{вх}$, мин⁻¹.
6. Коэффициент динамичности внешней нагрузки K_d .
7. График нагружения винта (гайки) осевой силой.

8.2. Конструирование ходовых винтов передачи с трением скольжения

Конструирование детали должно производиться с учетом требований к ней (разд. 1.3) и принципов и правил конструирования (разд. 4.1). Разработка формы детали в соответствии с ее функцией (принцип соответствия формы и функции) заключается в разработке формы функциональных элементов, принимающих участие в реализации функции детали (главных элементов). Для выделения таких элементов можно использовать кинематическую схему, а при наличии прототипа — конструкцию прототипа детали. Допустим, что ходовой винт прототипа (см. рис. 8.2) выполняет такую же функцию, что и конструируемая деталь. Принцип соответствия структуры и функции выражает закон, по которому для обеспечения функции детали каждый элемент детали имеет вполне определенную функцию (назначение). Если у создаваемой детали не окажется какого-либо элемента, то она не сможет выполнять свою функцию. Используя эту закономерность, выясним, какую структуру должна иметь создаваемая деталь. Для этого произведем декомпозицию прототипа детали. Ходовой винт прототипа включает элементы: витки резьбы, стержень и ушко. Опишем функции этих элементов.

Витки резьбы ходового винта предназначены для преобразования вращательного движения в поступательное и вращающего момента в осевое усилие, передачи движения и усилия от витков гайки к стержню винта, а также изменения направления движения винта.

Стержень ходового винта поддерживает витки резьбы и передает осевое усилие от витков к ушку при движении детали.

Ушко передает осевое усилие от стержня к оси шарнира и обеспечивает перемещение с поворотом узла крепления исполнительного органа.

Совокупность функций элементов обеспечивает функцию детали (см. разд. 8.1). Поэтому создаваемая деталь будет иметь такую же структуру, как прототип, при одинаковых функциях. Форма детали и ее элементов также должна соответствовать выполняемой функции (принцип соответствия формы и функции). Для ее окончательного определения нужно выяснить все факторы, влияющие, кроме функции, на форму элементов. Часть факторов для деталей балочного типа указана в разд. 7.2. Конкретная деталь требует дополнительного анализа факторами надсистемы, условиями работы и ограничениями со стороны элементов надсистемы.

В соответствии с выполняемой функцией витки резьбы должны иметь определенный профиль, обычно стандартный (принцип стандар-

тизации). Для выбора типа резьбы используется анализ достоинств и недостатков резьбы разного типа [32]. Стержень при работе испытывает действие кручения и продольной силы. Для таких условий работы рациональной формой сечения является круглое сплошное или кольцевое сечение. Пустотелый стержень дает выигрыш в массе и соответствует требованию минимальной массы. Но введение отверстия ограничено технологическими трудностями при небольшом диаметре резьбы.

Для определения формы ушка (вилки) можно использовать прототип (принцип унификации), но после расчета геометрических размеров ушка по условиям прочности при заданном осевом усилии форма ушка может измениться.

Разработку конструкции ходовых винтов целесообразно начинать с части, сопряженной с гайкой, так как геометрия резьбы определяет исходный для построения на чертеже размер винта. Без разработки эскизного чертежа механизма невозможно определить длину резьбовой части ходового винта из-за влияния на нее размеров соседних деталей, размещаемых на ступице колеса-гайки. Поэтому конструирование ходового винта следует производить в определенной последовательности. Можно выделить следующие стадии процесса конструирования:

I. Конструирование (определение формы и размеров) резьбовой части ходового винта. II. Конструирование ушка. III. Разработка вариантов конструкции (компоновочных чертежей) механизма (узла винт-гайка). IV. Определение окончательного варианта конструкции ходового винта при разработке технического проекта механизма. V. Проверка прочности витков резьбы и стержня винта. Корректировка размеров. VI. Оформление рабочего чертежа ходового винта с учетом требований к изготовлению и свойствам качества.

I. Ближайшей задачей на первой стадии конструирования является выбор материала с учетом эксплуатационных и производственно-технологических требований (см. разд. 7.2).

Выбор материала винта и гайки. Особенностью выбора материала винта и его упрочняющей обработки является необходимость учета свойств материала гайки. Требование высокого КПД механизма обязывает для уменьшения трения образовать антифрикционную пару сталь — бронза. Главным требованием к материалам винта и гайки является требование обеспечения высокой износостойкости рабочей поверхности витков резьбы. Не менее важны требования высокой усталостной прочности для получения минимальной массы детали, хорошей прирабатываемости, низкой чувствительности к механической обработке и начальной трещине, высокой трещиностойкости, коррозионной стойкости. Набор материалов и рекомендации по их выбору содержатся в [32] и справочной литературе.

Расчет геометрических размеров резьбы винта и гайки. Для уменьшения износа резьбы применяют смазку трущихся поверхностей. При превышении некоторой величины удельного давления смазка выдавится, возникнет сухое трение и ускоренный износ рабочих поверхностей витков или их продавливание (смятие). Поэтому основным критерием работоспособности ходовых резьб является износостойкость. По этому критерию оценивается средний диаметр резьбы:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_p}{\pi \psi_H \psi_h [p]}} \text{ мм.} \quad (8.1)$$

Здесь $F_p = F_a K_d$ — расчетная осевая сила, действующая на винт (гайку); H ; $\psi_H = H_r / d_2$ — коэффициент высоты гайки (H_r — высота гайки); $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$ (большие значения соответствуют меньшему диаметру резьбы или длинной ступице детали, служащей гайкой, необходимой для увеличения устойчивости винта в опоре с заделкой); $\psi_h = H_1 / p$ — коэффициент высоты резьбы (H_1 — рабочая высота профиля резьбы, p — шаг резьбы); $\psi_h = 0,5$ для трапецидальной и прямоугольной резьб, $\psi_h = 0,75$ для упорной резьбы; $[p]$ — среднее допускаемое давление между рабочими поверхностями резьбы винта и гайки, МПа. Значения $[p]$ приведены в литературе [23, 32].

Принцип стандартизации обязывает применять стандартизованные элементы деталей. Поэтому по значению d_2 подбирают ближайшие стандартные значения параметров резьбы по ГОСТ 9484-73: наружный d , средний d_2 и внутренний d_3 диаметры резьбы винта и соответственно D_1 , $D_2 = d_2$ и D_4 — для резьбы гайки, шаг резьбы p . Длина сопряженного участка резьбы определяется как высота гайки. Длина резьбы винта определяется из компоновочного чертежа.

Определение высоты гайки. Ориентировочное значение высоты гайки можно определить из соотношения

$$H'_r = \psi_H d_2. \quad (8.2)$$

Но поскольку ψ_H выбирался приближенно, то необходимо проверить, удовлетворяет ли высота гайки критерию износостойкости резьбы. По этому критерию высота гайки

$$H_r = F_p / \pi d_2 \psi_h [p]. \quad (8.3)$$

Высоту гайки следует принять по условию $H'_r \geq H_r$ по (8.3).

II. Для определения формы и оценки размеров ушка винта необходимо разработать расчетную схему соединения ушко-вилка (рис. 8.3).

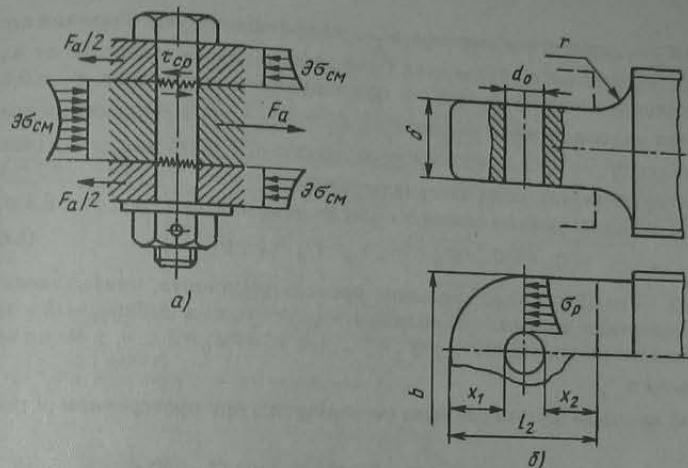


Рис. 8.3

Основные размеры ушка — d_0 (диаметр отверстия), δ (толщина ушка), b (ширина) — определяются из условий прочности, связывающих размеры с нагрузкой и механическими характеристиками материала деталей.

Ось шарнира испытывает срез в двух сечениях, отмеченных волнистой линией, и смятие на участках против ушка и вилки (рис. 8.3, а). Такие же напряжения испытывают сопряженные с осью участки ушка и вилки. Сечения ушка испытывают напряжения разрыва при уборке винта или сжатия — при выдвигении. Случай растяжения опаснее, так как он охватывает зону концентрации напряжений вблизи отверстия (рис. 8.3, б).

Для определения размеров ушка винта по критерию разрушающих напряжений записываются условия прочности:

1) на срез оси шарнира

$$\eta_{cp} = \tau_{в.ср} / \tau_{ср} \geq 1; \quad \tau_{ср} = F_p / i (\pi d_0^2 / 4), \quad (8.4)$$

где η_{cp} — коэффициент запаса прочности оси шарнира при расчете по разрушающим напряжениям среза; $\tau_{в.ср}$ — предел прочности материала оси при срезе (разрушающее напряжение среза); i — число срезов;

2) на смятие участков оси шарнира, ушка и вилки

$$\eta_{см} = k_1 \sigma_{в} / \sigma_{см} \geq 1; \quad \sigma_{см} = F_p / \delta d_0, \quad (8.5)$$

где d_0 — диаметр оси шарнира; k_1 — коэффициент, учитывающий степень подвижности соединения (зависимость износа отверстия от подвижности деталей): $k_1 = 0,2$ — при подвижном соединении, $k_1 = 0,65$ — при малоподвижном соединении, $k_1 = 1,3$ — при неподвижном соединении; σ_n — предел прочности материала оси, ушка или вилки (наименьшее значение, если материалы разные);

3) на разрыв ушка по сечению, содержащему отверстие (см. рис. 8.3, б),

$$\eta_p = k \sigma_n / \sigma_p \geq 1; \quad \sigma_p = F_p / (b - d_0) \delta, \quad (8.6)$$

где k — коэффициент снижения предела прочности, учитывающий концентрацию напряжений вблизи отверстия ушка и выбираемый в зависимости от отношений $x_1/y_1 = 1 \dots 1,4$ и $b/d_0 = 2 \dots 4$, а также величины σ_n ;

4) на вырыв (срез) края ушка (используется при проверочном расчете)

$$\eta_{\text{выр}} = \tau_{\text{в ср}} / \tau_{\text{ср}} \geq 1; \quad \tau_{\text{ср}} = F_p / 2(x_1 + d_0/2 - 0,25d_0) \delta, \quad (8.7)$$

где $x_1 + d_0/2$ — расстояние от центра отверстия до края ушка; $0,25d_0$ — смещение начала среза от края отверстия в поперечном сечении ушка.

Из формул (8.5)–(8.7) можно определить все размеры ушка, влияющие на форму ушка.

III. Определение длины и формы ходового винта требует разработки компоновочного эскиза механизма. Для разработки компоновочного чертежа производят кинематический, силовой и проектировочный расчеты промежуточного привода по методикам, приведенным в [32]. В процессе разработки компоновочного чертежа надсистемы определяются местоположение ходового винта, форма и размеры деталей, влияющих на форму и размеры ходового винта. Фрагмент конструкции механизма (рис. 8.4) помогает определить габаритный осевой размер ходового винта, если винт изобразить в выдвинутом положении.

Длина винта зависит от суммы осевых размеров деталей, расположенных на ступице колеса-гайки. Резьбовой участок в ступице размещают под диском колеса или по краям ступицы для увеличения жесткости заделки винта. На левой стороне ступицы размещены подшипники качения и уплотнительное устройство. Диаметр ступицы зависит от наружного диаметра резьбы. От него зависят размеры сопряженных со ступицей деталей. Так проявляется взаимосвязь элементов механизма. Ширина подшипника определяется после подбора типа подшипника и проверки его на долговечность (динамическую грузоподъемность).

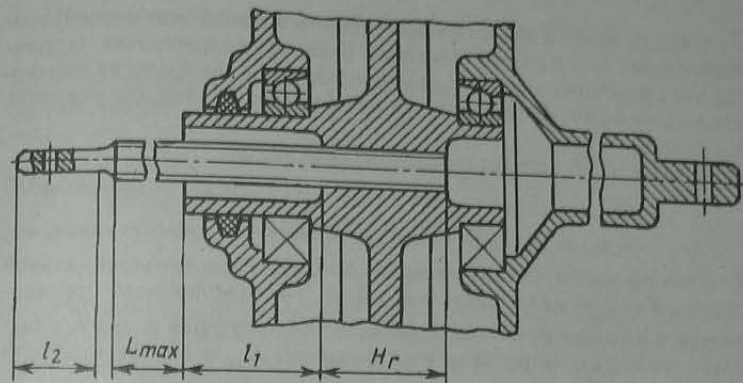


Рис. 8.4

Размеры уплотнения стандартизованы и подбираются по диаметру ступицы. Толщина стенок корпуса уплотнения определяется из чертежа. Учитывая компоновочные требования и чертеж, определяем длину ходового винта по зависимости

$$x = H_r + l_1 + L_{\text{max}} + r + l_2, \quad (8.8)$$

где H_r определяется по (8.3); l_1 — длина части ступицы (см. рис. 8.4); L_{max} — из исходных данных; r — радиус сопряжения плоской поверхности ушка со стержнем винта; l_2 — из компоновочного эскиза соединения ушко-вилка (см. рис. 8.3, б).

IV. В случае разработки вариантов конструкции механизма (по первой и второй схемам или при поиске вариантов сочетания передач промежуточного привода) определяется окончательный вариант формы ходового винта. В силовых механизмах при очень большом осевом усилии на ходовом винте ушко не является монолитной частью винта, а входит в карданный узел, имеющий шарнирное соединение с винтом (см. [32, с. 183]). Этот узел разрабатывается при создании чертежа общего вида и вносит коррективы в форму и размеры ходового винта.

V. Для оценки выполнения требований работоспособности конструкции и функционирования ходового винта и с целью определения окончательных формы и размеров ходового винта производится проверочный расчет. В него входит оценка прочности витков резьбы на срез, стержня винта — по критерию усталостной прочности и проверка винта на устойчивость:

1. Витки винта и гайки под действием на ходовой винт осевой силы испытывают срез у своего основания. Если гайка изготовлена из бронзы, что характерно для авиационных механизмов, то проверку прочности на срез можно производить только для витков гайки, как наименее прочных.

Условие прочности витков резьбы гайки на срез

$$\tau_{ср} = F_p / \pi d H_r K K_m \leq [\tau_{ср}]_r, \quad (8.9)$$

где d — наружный диаметр резьбы винта, мм; H_r — высота гайки, мм; K — коэффициент полноты резьбы: $K = 0,65$ — для трапецеидальной резьбы, $K = 0,5$ — для прямоугольной; K_m — коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы (с учетом хорошей прирабатываемости пары сталь—бронза можно принимать $K_m = 1$): при стальной гайке $K_m = 0,6$.

При необходимости проверки на срез витков винта (при стальной гайке в механизмах с очень большой нагрузкой) в формуле (8.9) нужно заменить d на d_1 — внутренний диаметр резьбы гайки.

При небольших долговечностях (механизмы кратковременного действия с малым общим ресурсом) допускаемое напряжение среза бронзовой резьбы $[\tau_{ср}]_r = 0,18 \sigma_B$, а при длительном циклическом нагружении $[\tau_{ср}]_r = 0,2 \sigma_T$.

Для силовых механизмов (подъемников стабилизаторов) с очень большой величиной осевой нагрузки на винт и большой долговечностью допускаемое напряжение среза нужно определить по методике расчета на прочность при действии переменных напряжений так же, как при расчете на прочность валов [32]. Порядок расчета на прочность витков резьбы винта и гайки при циклических напряжениях среза изложен в [23].

2. Проверка прочности стержня винта должна учитывать одновременное действие на винт осевой силы и крутящего момента. Первая нагрузка вызывает напряжение сжатия, если осевая сила действует в одном направлении как при выдвигении винта, так и при его уборке, или напряжения сжатия-растяжения при двустороннем направлении силы (см. рис. 8.5, в, з).

Рекомендуется следующий порядок проверки прочности стержня винта:

- 1) определение угла подъема резьбы по формуле

$$\psi = \arctg(pz / \pi d_2), \quad (8.10)$$

где z — число заходов резьбы;

- 2) определение приведенного угла трения скольжения

$$\varphi' = \arctg f'; \quad f' = f / \cos(\alpha/2), \quad (8.11)$$

где f' — приведенный коэффициент трения; α — угол профиля резьбы (обычно 30°); f — коэффициент трения между витками винта и гайки;

- 3) определение расчетного крутящего момента на винте (гайке) при выдвигении и уборке

$$T_{p \max} = F_p \operatorname{tg}(\psi + \varphi') d_2 / 2; \quad (8.12)$$

$$T_{p \min} = F_p \operatorname{tg}(\psi - \varphi') d_2 / 2. \quad (8.13)$$

При расчете крутящего момента на винте (гайке) нужно учитывать график нагружения винта (гайки) осевой силой. От ее величины и направления зависит величина крутящего момента (рис. 8.5). При действии только в одном направлении для выдвигения винта (гайки) требуется $T_{p \max}$, для уборки — $T_{p \min}$ (рис. 8.5, а). Если F_a при этом различна по величине при выдвигении и уборке (рис. 8.5, б), то это нужно учитывать при подстановке F_p в (8.12), (8.13). При действии F_a в разных направлениях (рис. 8.5, в, з) крутящий момент рассчитывают по (8.12) с учетом величины F_a при выдвигении и уборке винта (гайки);

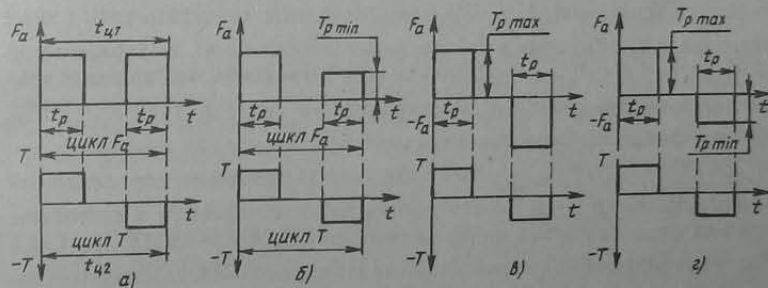


Рис. 8.5

- 4) определение действующих нормальных и касательных напряжений

$$\sigma_{p(сж)} = 4 F_p / (\pi d_3^2); \quad \tau_k = T_{p \max} / W_p, \quad (8.14)$$

где $W_p = 0,2 d_3^3 (1 - c^4)$ — момент сопротивления сечения стержня винта кручению; $c = d_{от} / d_3$ ($d_{от}$ — диаметр отверстия винта);

5) определение пределов ограниченной выносливости

$$\sigma_{-1p(сж)} \leq \sigma_{-1N} = \sigma_{-1p(сж)} \sqrt[12]{10^7/N_{p1}} \leq \sigma_{\tau};$$

$$\tau_{-1} \leq \tau_{-1N} = \tau_{-1} \sqrt[9]{10^7/N_{p2}}, \quad (8.15)$$

где $\sigma_{-1p(сж)}$ — предел выносливости при растяжении (сжатии): для сталей $\sigma_{-1p(сж)} = 0,75\sigma_{-1}$; N_{p1} — расчетное число циклов изменения нормальных напряжений: $N_{p1} = 60t/t_{ц1}$ ($t_{ц1}$ — время цикла изменения осевой нагрузки по типовому графику нагружения винта — см. рис. 8.5); $\tau_{-1} = 0,6\sigma_{-1}$ — предел выносливости при кручении; $\tau_{\tau} = 0,6\sigma_{\tau}$ — предел текучести при кручении; $N_{p2} = 60t/t_{ц2}$ — расчетное число циклов изменения напряжений при кручении ($t_{ц2}$ — время цикла изменения крутящего момента — см. рис. 8.5);

6) определение коэффициентов снижения пределов выносливости

$$K_1 = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) / (K_{\nu} K_A); \quad K_2 = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) / K_{\nu}, \quad (8.16)$$

где K_1, K_2 — коэффициенты соответственно для нормальных и касательных напряжений; K_{σ}, K_{τ} — эффективные коэффициенты (соответственно нормальных и касательных напряжений), выбираемые по [23] и [32]; $K_{d\sigma}, K_{d\tau}$ — масштабные коэффициенты, выбираемые в зависимости от внутреннего диаметра резьбы винта по [32]; $K_{F\sigma}, K_{F\tau}$ — коэффициенты влияния шероховатости на предел выносливости: $K_{F\sigma} = 1/(1 + \alpha_{\sigma}\sigma_{-1p(сж)}/10^4)$, α_{σ} — коэффициент, определяемый видом обработки поверхности детали при изготовлении и соответствующей шероховатостью и выбираемый по [10], $K_{F\tau} = 0,575K_{F\sigma} + 0,425$; K_A — коэффициент, учитывающий анизотропию свойств материала заготовки: для винтов $K_A = 1$;

7) определение предельных напряжений

$$\sigma'_{lim} = 2\sigma_{-1N} / [(1 - R_{\sigma})K_1 + (1 + R_{\sigma})\psi_{\sigma}];$$

$$\tau'_{lim} = 2\tau_{-1N} / [(1 - R_{\tau})K_1 + (1 + R_{\tau})\psi_{\tau}], \quad (8.17)$$

где R_{σ}, R_{τ} — коэффициенты асимметрии цикла соответственно для нормальных и касательных напряжений, определяемые по графикам нагружения (см. рис. 8.5): $R_{\sigma} = F_{a\min}/F_{a\max}$ (при изменении направле-

ния силы $F_{a\min}$ брать со знаком минус), $R_{\tau} = T_{\min}/T_{\max}$ (R_{τ} всегда имеет знак минус, так как при выдвигании и уборке винта крутящие моменты действуют в противоположных направлениях); $\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла соответственно при расчете по нормальным и касательным напряжениям: $\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4}\sigma_{\sigma}$; $\psi_{\tau} = 0,01 + 10^{-4}\sigma_{\sigma}$;

8) определение запасов прочности стержня винта.

Запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям определяются по формулам

$$n_{\sigma} = \sigma'_{lim} / \sigma_{p(сж)}; \quad n_{\tau} = \tau'_{lim} / \tau_{\kappa}, \quad (8.18)$$

а общий запас прочности при одновременном растяжении (сжатии) и кручении — по формуле

$$n = n_{\sigma} n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2} \geq [n], \quad (8.19)$$

где $[n] = 1,3 \dots 1,5$ — допускаемый запас прочности.

При недостаточной прочности необходимо уменьшить внутренний диаметр отверстия винта или увеличить наружный диаметр резьбы.

3. Винт может потерять продольную устойчивость при действии сжимающей силы F_p . Условие устойчивости:

$$F_p \leq \pi^2 EJ / (\mu l)^2 [n_y], \quad (8.20)$$

где μ — коэффициент приведения длины l сжатого нарезного участка винта, зависящий от условий закрепления винта: $\mu = 1$ — винт закреплен в шарнирных опорах, $\mu = 0,7$ — винт имеет шарнирную опору и заделку (гайка со своей опорой), другие случаи приведены в [32]; l — определяется после конструирования винта как расстояние между осью отверстия ушка и серединой гайки, мм; E — модуль продольной упругости материала винта, МПа; J — момент инерции сечения винта: для пустотелых винтов J определяется по формуле

$$J = \pi d_1^4 (1 - c^4) (0,4 + 0,6 d/d_3) / 64; \quad (8.21)$$

$[n_y]$ — допускаемый запас устойчивости: $[n_y] = 2,5 \dots 4$. Для винтов большей длины и повышенной грузоподъемности рекомендуется проверка по объединенному условию прочности и устойчивости [32].

По результатам проверочного расчета вносятся коррективы в конструкцию ходового винта. Обычно изменения вносятся в геометрию резьбы. Это вызывает изменение размеров ступицы и деталей, связанных с ней, что приводит к изменению длины винта (действует принцип вариантиности). Поиск оптимальных размеров и формы ходового винта дол-

жен заканчиваться на этапе разработки технического проекта механизма.

VI. На этапе разработки рабочей документации оформляется рабочий чертеж ходового винта. В нем указываются требования к изготовлению и реализуются другие требования к детали. Указываются размеры, удовлетворяющие требованиям прочности, жесткости, устойчивости, износостойкости и долговечности. Вносятся данные о твердости рабочей поверхности витков резьбы, об упрочняющей технологии, о шероховатости поверхностей (с учетом требований прочности и износостойкости); требования к точности размеров в форме предельных отклонений, к отклонению формы (например, допуск на некруглость), к заготовке (пример на рис. 8.6).

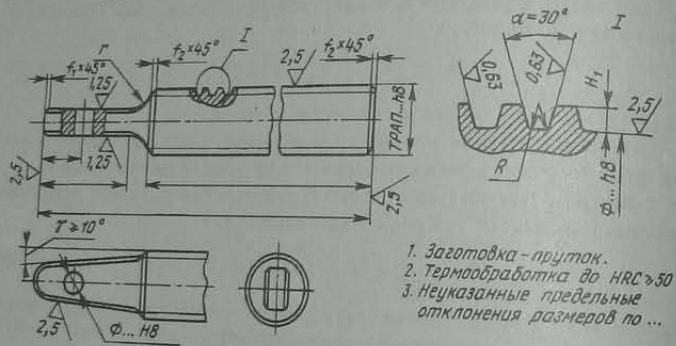


Рис. 8.6

В совокупности выполнение требований к детали в процессе конструирования и изготовления должно обеспечить нужные свойства качества ходового винта. Они оцениваются расчетом по критериям качества (прочности, жесткости, устойчивости, износостойкости и т.д.) и по доводочным испытаниям. По результатам доводочных испытаний могут вноситься коррективы в расчеты и чертежи.

8.3. Конструирование узлов и деталей шариковинтовых механизмов

ШВМ имеют малые потери мощности на трение качения, позволяющие получать КПД механизма до 0,9, в отличие от механизмов винт-гайка с трением скольжения, КПД которых 0,25...0,4 при однозаходных

резьбах. Передачи обеспечивают высокую точность и равномерность требуемого закона движения. Причем малый износ рабочих винтовых поверхностей ходового винта и гайки ШВМ поддерживают стабильность этих параметров в процессе эксплуатации. Возможность работы ШВМ без смазки позволяет надежно применять его в широком диапазоне температур и в вакууме [33]. Следует помнить, что во время эксплуатации ЛА при различных температурах возникают сложности с подбором смазочного материала.

К недостаткам ШВМ по сравнению с передачами винт-гайка с трением скольжения можно отнести более сложные конструктивное устройство и технологию изготовления.

Особенность конструкции ШВМ состоит в том, что между гайкой и винтом размещают тела качения (шарики или ролики) и усилия между винтом и гайкой передаются через эти тела качения (рис. 8.7), которые перемещаются в винтовых канавках, выполненных на винте и в гайке.

Передача состоит из винта 1, гайки 2, комплекта шариков 3 и устройства для возврата тел качения 4. При вращении винта или гайки, находящихся под действием осевой силы, тела качения начинают перемещаться, вращаясь вокруг своих осей и одновременно двигаясь вдоль впадины резьбы. Канал, соединяющий первый и последний (или первый и промежуточный) витки гайки, обеспечивает возможность непрерывной циркуляции тел качения.

В настоящее время в ШВМ различного назначения применяются криволинейные профили резьбы винта и гайки (рис. 8.8,а,в), прямолинейные профили (рис. 8.8,г,д,е) и комбинированные профили (рис. 8.8,б). Прямолинейный профиль резьбы (треугольный, трапециевидный) является наиболее технологичным, но значительно уступает по нагрузочной способности криволинейному. Это объясняется тем, что допускаемая нагрузка на шарик, находящийся в желобе с профилем в виде дуги окружности, более чем в три раза больше допускаемой нагрузки на шарик, лежащий на плоской поверхности трапециевидального или треугольного профиля. Прямолинейный профиль резьбы применяют в ШВМ для восприятия небольших осевых нагрузок, например в приборах. В измерительных устройствах с высокими требованиями к

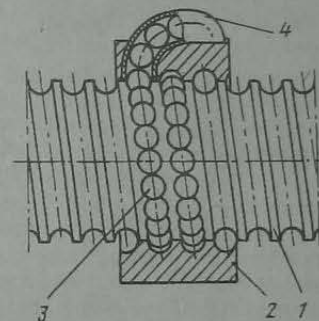


Рис. 8.7

точности перемещения узла рекомендуется ШВМ с прямоугольным профилем и трехточечным контактом между шариком и элементами винта и гайки (рис. 8.8,г,д). При таком контакте положение шарика определяется однозначно.

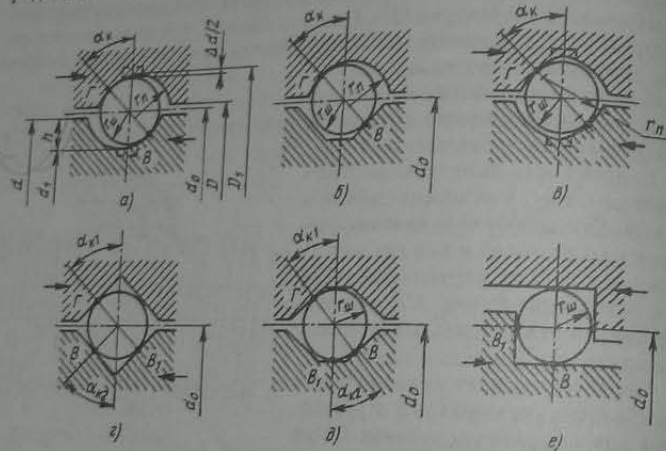


Рис. 8.8

Для силовых ШВМ, применяемых в ЛА, рекомендуют полукруглые профили с двухточечным контактом (рис. 8.8,а). Радиус профиля r_n выбирается близким к радиусу шарика r_m , чтобы максимально снизить контактные напряжения. По примеру шарикоподшипников целесообразно принимать $r_m/r_n = 0,95 \dots 0,97$. При более высоких значениях r_m/r_n заметно повышаются потери на трение от разности скоростей на площадках касания.

Если передачу с полукруглым профилем резьбы винта и гайки выполнить без зазора, то угол контакта α_k при отсутствии осевой нагрузки будет равен нулю, а после нагружения передачи возрастет до некоторого значения, определяемого величиной контактной деформации. При малых углах контакта передача имеет низкую осевую жесткость и нагрузочную способность, так как даже незначительная осевая нагрузка вызывает большие радиальные усилия. Поэтому диаметральный зазор Δ_d следует выбирать таким, чтобы угол контакта α_k составлял не менее 45° .

Величины Δ_d и α_k связаны между собой зависимостью

$$\Delta_d = 4(r_n - r_m)(1 - \cos \alpha_k).$$

С увеличением угла контакта увеличиваются нагрузочная способность и жесткость передачи, а также снижаются потери на трение. Поэтому теоретически наиболее выгоден профиль с углом контакта $\alpha_k = 90^\circ$.

Практически полукруглый профиль позволяет осуществить угол контакта до $\alpha_k = 60^\circ$. Тем не менее, чаще изготавливают передачи с $\alpha_k = 45^\circ$. Преимуществами передач с $\alpha_k = 45^\circ$ по сравнению с передачами с $\alpha_k = 60^\circ$ являются: меньшие значения Δ_d ; наименее крутое расположение рабочего участка профиля, что позволяет достигать при шлифовании более высокой чистоты поверхности; возможность выполнения винта со значительно меньшим наружным диаметром и, следовательно, с меньшей глубиной резьбы, что очень важно, если резьба изготавливается только шлифованием без предварительного ее нарезания.

Профиль «стрельчатая арка» (рис. 8.8,в) обладает всеми достоинствами полукруглого профиля и, кроме того, позволяет осуществить передачу без зазора или с натягом за счет подбора шариков, имеющих размер, несколько превышающий номинальный. При полукруглом же профиле для выборки зазора или создания натяга необходимо значительно усложнить конструкцию ШВМ. При наличии специального приспособления для правки шлифовального круга изготовление профиля «стрельчатая арка» не представляет значительных трудностей.

В целях облегчения процесса шлифования нерабочий участок полукруглого профиля и профиля «стрельчатая арка» может предварительно заначиваться, как показано пунктиром на рис. 8.8,а,в.

Конструкция гайки ШВМ существенно отличается от конструкции гаек передач винт-гайка с трением скольжения. Это связано с тем, что конструкция гайки ШВМ должна обеспечивать непрерывную замкнутую циркуляцию шариков в витках гайки в процессе работы. Для этого конструкция гайки включает в себя устройство возврата шариков.

Высокий КПД и надежность ШВМ в значительной степени зависят от конструкции и качества изготовления перепускного устройства. Конструируя такие устройства, следует принимать во внимание следующее: устройства должны быть просты в изготовлении и допускать регулировку элемента, направляющего шарик из резьбовой канавки в возвратный канал; иметь плавный переход резьбовой канавки в возвратный канал; обеспечивать минимальный путь возврата шарика при малом числе поворотов.

Большое число конструктивных исполнений устройств возврата шариков может быть сведено к четырем типам.

1. Каналом возврата шариков является изогнутая трубка, концы которой вставлены в отверстия гайки, просверленные тангенциально к поверхности резьбы (рис. 8.9).

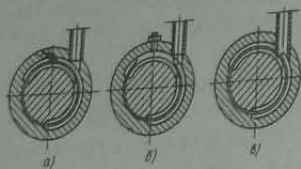


Рис. 8.9

Отражателями, направляющими шарики в трубку, может служить винт, ввинченный в гайку под углом (рис. 8.9,а); изогнутый короткий стержень, расположенный во впадине резьбы и привинченный к гайке (рис. 8.9,б); скошенный конец трубки, слегка выступающий из гайки (рис. 8.9,в). Чтобы уменьшить

длину канала возврата и, следовательно, облегчить проталкивание находящихся в ней шариков, обычно на длине гайки располагают две или три трубки. Это приводит к разделению всех шариков на два или три замкнутых циркулирующих потока. Недостатками конструкций с трубками являются: значительные радиальные габариты и неудобство встраивания в узлы ЛА из-за выступающих на гайке частей трубок; низкая износостойкость концов трубок, служащих отражателями; и ненадежность креплений отражателей, выполненных в виде отдельных деталей.

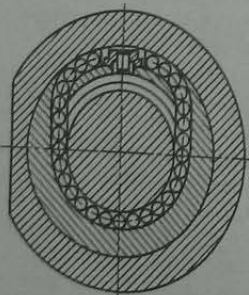


Рис. 8.10

2. Канал возврата шариков фрезеруется непосредственно в гайке с наружной ее стороны. Концы канала соединяются с резьбой гайки посредством соответствующих сверлений. Сверху канал закрывается внутренней стенкой стакана, надеваемого на гайку (рис. 8.10), или крышкой, привинчиваемой к гайке. Направление шариков в отверстия, ведущие в канал, осуществляется отсекателями, которые прикрепляются или привинчиваются к гайке.

Конструкции с профрезерованным каналом более удобны для встраивания в узлы ЛА и имеют меньшие радиальные габариты, чем конструкции с трубками. Их слабым местом является отражатель сложной формы, изготавливаемый обычно из относительно мягкого материала (бронзы, латуни, незакаленной стали) и зачастую недостаточно надежно прикрепляемый к гайке.

3. Каналом возврата служит продольное отверстие, просверленное в гайке и соединяющееся с началом первого и концом последнего витков резьбы посредством коротких каналов, профрезерованных в торцовых шайбах (или вставках) гайки (рис. 8.11). Достоинства этой системы возврата шариков — компактность и технологичность. Однако она имеет и серьезные недостатки — необходимость осуществления на коротком участке канала крутого поворота шариков; невозможность разделения шариков на несколько независимо циркулирующих групп.

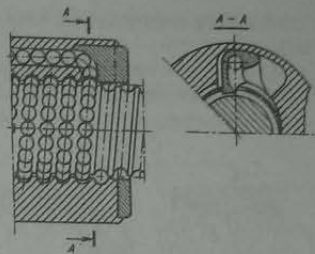


Рис. 8.11

4. Канал возврата шариков, соединяющий два соседних витка резьбы, выполнен в специальном вкладыше, который вставлен в окно гайки (рис. 8.12). В отличие от других конструкций шарики здесь не выводятся каналом возврата из контактирования с поверхностью винта, а лишь направляются со впадины одного витка во впадину соседнего витка, куда они попадают, переваливаясь через выступ резьбы винта. В большинстве случаев в гайке имеется три окна, расположенные под углом 120° , шарики при этом разделены на три независимо циркулирующие группы. Вкладыши выполнены из закаленной стали, точно пригнаны к окнам гайки и запаяны.

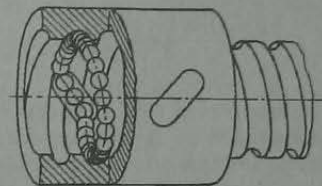


Рис. 8.12

Описываемая конструкция имеет следующие преимущества: малые радиальные габариты, часто не превышающие габариты обычной передачи винт-гайка скольжения (с винтом того же диаметра); отсутствие быстроизнашивающихся и ненадежно укрепленных деталей типа отражателей; весьма малую длину канала возврата. Недостатком конструкции (мало существенным) является невозможность осуществления передачи с многозаходной резьбой.

В некоторых случаях используются ШВМ, в которых возврат шариков отсутствует. Их можно разделить на две группы:

а) передачи с малым ходом винта (в этих случаях целесообразно для упрощения конструкции передачи и достижения повышенной плавности движения не делать канала возврата, а удлинить гайку настолько,

чтобы даже в крайних положениях винта шарики не выпадали из гайки);

б) передачи планетарно-фрикционного типа.

Если винт передачи выполнить многозаходным, то в каждом сечении, перпендикулярном его оси, будут располагаться шарики в количестве, равном числу заходов винта. Охватив шарики обоймой (например, кольцом подшипника), получаем передачу винт-гайка качения без возврата шариков, допускающую сколь угодно большие перемещения винта или гайки. Имеется несколько конструкций шариковых планетарно-фрикционных передач. Одна из них показана на рис. 8.13. Недостатком этих передач является низкая кинематическая точность вследствие

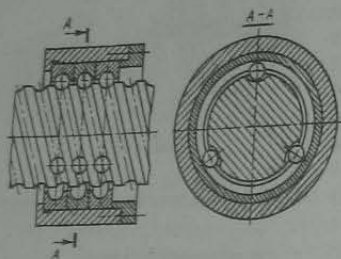


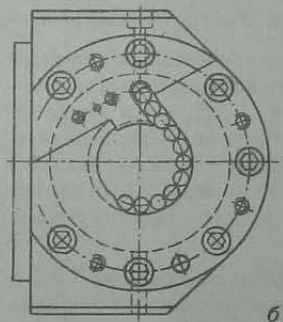
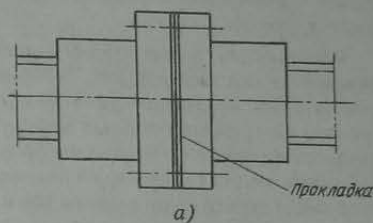
Рис. 8.13

неопределенности передаточного отношения. Если бы оси шариков при вращении винта были неподвижны, то за один оборот винта гайка переместилась бы в осевом направлении на шаг резьбы. В действительности гайка получит дополнительное перемещение вследствие поворота осей шариков вокруг оси винта. Величина этого перемещения при отсутствии скольжения зависит только от диаметра винта и шариков. Однако в зонах контакта всегда имеет место некоторое скольжение. Таким образом, передаточное отношение передачи зависит не только от шага винтовой линии резьбы, но и от факторов, влияющих на скольжение — условий смазки, чистоты контактирующих поверхностей, величины натяга и т.д. Поэтому передачи этого типа не следует применять при высоких требованиях к точности перемещения.

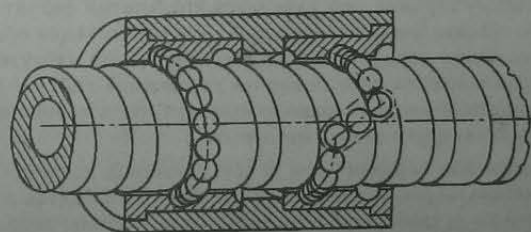
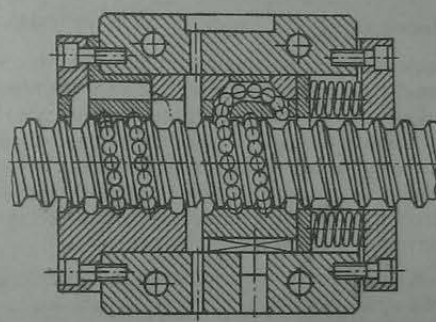
Одной из важных задач при конструировании гаек является обеспечение регулирования зазора и натяга в ШВМ. При полукруглом профиле резьбы все способы устранения зазора и создания натяга сводятся к изменению взаиморасположения двух гаек. Возможны два основных варианта: регулируется относительное расположение гаек в осевом направлении при неизменном углом их взаиморасположении; регулируется относительное расположение гаек в угловом направлении при неизменном осевом их взаиморасположении. Сила натяга при этом может создаваться только за счет деформирования контактирующих рабочих тел, а также за счет деформирования пружин.

Для точных передач первый способ имеет безусловные преимущества, так как позволяет создавать больший натяг и, следовательно, обеспечивать более высокую жесткость. При втором способе достигается уменьшение зависимости момента на винте от неточностей изготовления передачи.

Наиболее характерные конструктивные решения регулирования зазора и натяга в ШВМ приведены на рис. 8.14. На рис. 8.14,а показана конструкция, в которой зазор регулируется посредством набора тонких прокладок. При конст-



б)



в)

Рис. 8.14

руктивной простоте такого решения трудно обеспечить достаточно точную регулировку натяга.

Конструкция, в которой зазор регулируется с помощью пружин, дана на рис. 8.14,б. Здесь одна из гаек выполнена подвижной и поджимается в осевом направлении пружинами. Конструкция сложна и менее жестка, чем предыдущая.

Конструкция, в которой регулировка зазора производится угловым перемещением гаек в ШВМ, изображена на рис. 8.14,в. Гайки в этой конструкции снабжены зубчатыми венцами, входящими в соответствующие внутренние зубчатые венцы стакана. Число зубьев венцов различается на единицу, благодаря чему можно производить поворот одной гайки относительно другой на весьма малый угол. Так, например, если числа зубьев венцов равны 104 и 105, то поворот обеих гаек в одну сторону на один зуб приводит к их относительному угловому перемещению на $\frac{1}{104} - \frac{1}{105} = \frac{1}{10920}$ часть окружности. Это соответствует осевому сближению профилей резьбы гаек в одном сечении при шаге резьбы, например, 8 мм на 0,72 мкм. Возникающие силы натяга воспринимаются внутренним буртом стакана, в который упираются торцы гаек. Сборка стакана, гаек и шариков производится на гладком валике, насаженном на шейку винта, затем весь собранный узел навинчивается на винт. Преимущества этой конструкции — в возможности весьма тонкого регулирования натяга и высокой жесткости вследствие отсутствия болтовых соединений.

К этому же типу относится конструкция, показанная на рис. 8.15. В этой конструкции одна из гаек стремится повернуться относительно другой (неподвижной) под действием пружины 1, создающей постоянный натяг. Между торцами гаек находится игольчатый подпятник 2, облегчающий относительный поворот гаек. Эта конструкция обеспечивает самоторможение передачи (при действии осевой нагрузки только одного направления) за счет поворота подвижной гайки в обратную сторону и создания расклинивающего натяга, сила которого пропорциональна действующей осевой нагрузке.

Самотормозящая передача при действии осевой нагрузки в любую сторону показана на рис. 8.16. Здесь одна из гаек стремится повернуться относительно другой (неподвижной) под действием вспомогательной шариковой передачи 1, благодаря чему создается натяг. При действии осевой нагрузки в любую сторону подвижная гайка стремится повернуться в соответствующую сторону и сместиться в осевом направлении под действием вспомогательной шариковой передачи. Вследствие этого создается расклинивающий натяг.

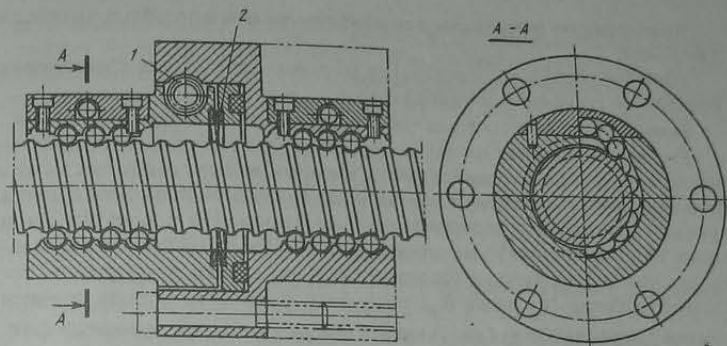


Рис. 8.15

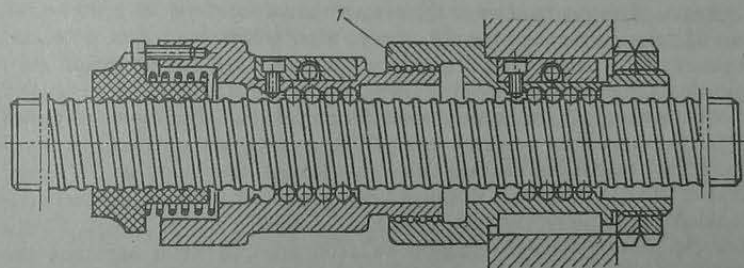


Рис. 8.16

При профиле резьбы в форме «стрельчатая арка» натяг может быть создан и при одной гайке. В этом случае натяг осуществляется за счет шариков несколько большего размера, чем номинальный.

Ходовой винт ШВМ представляет собой, как правило, пустотелый вал с резьбовым участком и местами расположения подшипников, воспринимающих значительную осевую и радиальную нагрузки. В зависимости от того, вращается ли винт или гайка, концы винта выполняются под соединение вал-ступица или же ушко-вилка.

Ходовые винты ШВМ в отличие от валов других передач должны иметь:

повышенную жесткость для сохранения шага резьбы и точности движения;

высокую твердость поверхности винтовых канавок для обеспечения контактной прочности и выносливости;

запас по устойчивости для обеспечения требуемого хода передачи. Указанные отличия от валов других передач накладывают отпечаток на конструкцию ходового винта, который должен иметь как можно больший момент инерции сечения и наиболее благоприятное с точки зрения устойчивости расположение опор; элементы в виде ушка или вилки под шарнирные узлы, снижающие действие изгибающего момента; достаточно хорошую шероховатость поверхности, подвергавшейся термообработке (не ниже $R_a = 10 \text{ мкм}$). В полости ходового винта обычно располагают дублирующий элемент для предотвращения катастрофического отказа ШВМ при разрыве винта. Поэтому в конструкции предусматриваются места крепления винта с дублирующим элементом [18].

Сложная геометрическая форма винтовой канавки требует определения достаточно большого количества размеров. Эти размеры должны обеспечивать: местную прочность и устойчивость винта в целом; применение стандартных шариков и специального резьбонарезного и резьбошлифовального оборудования. Определение размеров начинают с оценки внутреннего диаметра резьбы из условия устойчивости винта [32]. В зависимости от назначения ШВМ выбирается профиль резьбы. Далее по отраслевым авиационным стандартам (выдержка из ОСТ приведена в [32]) уточняется величина внутреннего диаметра резьбы и определяются соответствующие диаметры шариков, шаг резьбы, средний диаметр резьбы, радиус профиля каналов, угол подъема винтовой линии резьбы и т.п.

Дальнейшее конструирование ходового винта ШВМ не отличается от аналогичного процесса для винта передачи с трением скольжения, который рассмотрен в [39].

Твердость контактирующих поверхностей резьбы винта и гайки определяет нагрузочную способность и долговечность ШВМ. Она должна быть не ниже 60HRC. Для поверхностного упрочнения применяются азотирование, объемная закалка после цементации или закалка токами высокой частоты. Толщина поверхностного слоя должна быть достаточной для восприятия высоких контактных напряжений.

Винты изготавливают из сталей ХВГ и 7ХГ2ВМ с объемной закалкой, 8ХВ — с закалкой при индукционном нагреве, 20Х3МВ — с азотированием поверхности, 12ХН3А — с цементированием поверхности. Для гаек применяют стали марок 9ХС, ШХ15 с объемной закалкой и цемент-

руемые стали 18ХГТ, 12ХН3А, 18ХНВА и др. Шарик обычно изготавливают из стали ШХ15, ШХ15СГ. Твердость поверхности шариков должна быть не ниже 63HRC. Шероховатость поверхностей резьбовых канавок гайки и винта, а также шариков должна быть не ниже $R_a = 0,08 \dots 0,04 \text{ мкм}$.

Глава 9. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ КАЧАЛКА-ТЯГА

Основными элементами системы управления ЛА являются приводы, преобразующие командные сигналы пилота или автоматики в механические перемещения исполнительных звеньев. Управляющими органами являются, как правило, рычаги управления (штурвал, педали) и рулевые машины. Исполнительными звеньями являются аэродинамические поверхности (рули высоты и направления, стабилизаторы, предкрылки, закрылки и т.п.).

Связь управляющего органа с исполнительными звеньями осуществляют передаточные механизмы, состоящие из тяг, качалок, направляющих устройств.

9.1. Выбор элементов систем управления ЛА

Схема и конструкция привода зависят от компоновки ЛА и расположения органов управления. На выбор системы управления влияют такие условия, как точность воспроизведения законов управления на его исполнительных звеньях и действующая на них нагрузка [8]. Система управления должна обеспечить управляемость и устойчивость движения ЛА в зависимости от его типа, массовой категории и диапазона скоростей. С учетом этих условий в системах управления применяются механический, электромеханический, гидромеханический и электрогидромеханический приводы.

Механический привод состоит в основном из рычажных механизмов. Поэтому совокупность рычажных механизмов, используемых для дистанционного управления, получила название механической проводки.

Механическая дистанционная передача сигналов в системе управления может осуществляться гибкой, жесткой и смешанной проводками.

Гибкая проводка обеспечивает передачу управляющих воздействий возвратно-поступательным перемещением цепей, тросов, стальных проволок или лент. Она состоит из прямой и возвратной ветвей, так как каждая из них может работать только на растяжение. Гибкая проводка имеет небольшую массу. Недостатками ее являются повышенное тре-

ние и износ в местах перегиба тросов, а также их вытяжка при эксплуатации, что требует частого осмотра и регулирования.

Жесткая проводка передает управляющее воздействие возвратно-поступательным движением тяг, работающих на растяжение и сжатие, качательным движением качалок и валов, работающих на кручение. Преимущества жесткой проводки — простота эксплуатации и меньшее трение при изменении движений. Недостатком ее является большая масса.

Смешанная проводка управления представляет собой комбинацию жесткой и гибкой проводок. Примером ее применения служит система управления самолетом Ил-28.

Механический привод с жесткой проводкой (рис. 9.1) состоит из следующих элементов: рычага управления 1, управляющее воздействие которого передается на исполнительное звено 9; механической проводки, образующей замыкающий контур между рычагом управления и исполнительным звеном, в состав которого входят тяги 2, 4, 5, 8, передающие усилия и движение на исполнительное звено; качалка 3, служащая для изменения направления и передачи

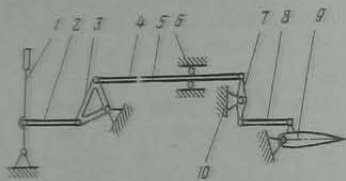


Рис. 9.1

усилия между тягами 2 и 4; направляющее устройство 6 для поддержания необходимого направления трассы и ограничения степени свободы тяги; компенсационная качалка 7, служащая для компенсации относительной деформации фюзеляжа ЛА и проводки. Весь привод крепится к фюзеляжу ЛА 10.

9.2. Анализ структуры узла передачи качалка-тяги

Основными элементами механической жесткой проводки являются качалки и тяги. Качалки выполняют различные функции. Так, качалка, изображенная на рис. 9.2, а, служит для подвески и поддержки тяг управления, качалка на рис. 9.2, б и в — для изменения направления трассы проводки и усилий в отдельных ее участках; кроме того, качалка на рис. 9.2, а применяется как компенсационная. Качалки выполняют из алюминиевых или магниевых сплавов штамповкой.

Для дистанционной передачи управляющих сигналов в проводке применяются тяги. Их выполняют в виде тонкостенных дюралевых,

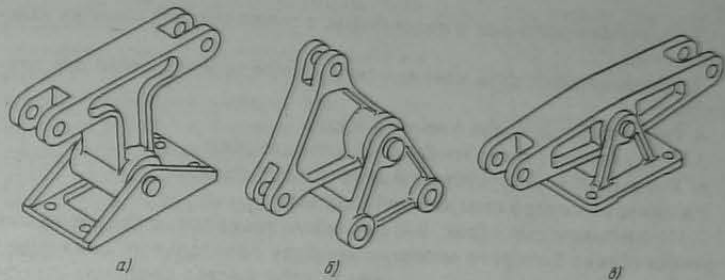


Рис. 9.2

стальных или титановых труб (рис. 9.3) длиной не более двух метров (из условия обеспечения устойчивости труб при сжатии) с наконечниками на концах.

Диаметр и толщина стенок трубы для тяги выбирается согласно ОСТ 1.12791-77 [13, 22]. Наконечники на концах трубы служат для присоединения тяг друг к другу, качалкам и другим агрегатам системы управления. Наконечники тяг могут быть регулируемые для изменения длин отдельных участков проводки и нерегулируемые. Выбор типа наконечника осуществляют в зависимости от его функционального назначения в проводке управления согласно ОСТ 1.12792-77 — ОСТ 1.12795-77.



Рис. 9.3

На рис. 9.3 показан эскиз тяги, состоящей из трубы 2 и двух наконечников: вильчатого нерегулируемого 1 и ушкового регулируемого 5, зафиксированного в трубе гайкой 3, законтренной посредством проволоки 4 и шайбы 3.

9.3. Конструирование качалок и тяг

В соответствии с системным подходом [35] рассмотрим порядок конструирования элементов механической проводки узла качалка-тяги.

При постановке первоначальной конструкторской задачи можно руководствоваться следующим порядком действий:

1. Описание назначения узла качалка-тяги.

2. Выделение системы и надсистемы, а также установление их взаимодействия.

3. Декомпозиция узла качалка-тяги и установление связи его элементов.

4. Описание отдельных элементов узла.

5. Составление списка требований к соединению.

6. Уточнение конструкторской задачи и ее решение.

Рассмотрим содержание каждой операции:

1. Ступица качалки 3 (рис. 9.4) подвижно соединена с кронштейном 5. Ступица качалки 3 относительно которого может совершать качательные движения; кронштейн жестко соединен с корпусом 5 ЛА. Проушины качалки соединены с тягами 1 и 2, через которые передается управляющее усилие с органа управления на исполнительное звено. Подвижность соединения тяг с качалкой обеспечивают подшипники качения, установленные в наконечниках тяг. Подшипники качения выбираются по максимальным усилиям $\vec{F}_1$ и $\vec{F}_2$, передающимся со стороны тяг на качалку. Качалка предназначена для изменения направления движения и усилия, передаваемых тягами.

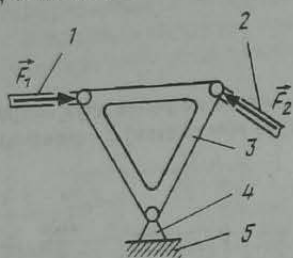


Рис. 9.4

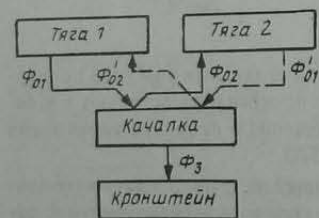


Рис. 9.5

2. Рассмотрим типовую конструкцию узла качалка-тяги (см. рис. 9.4) для построения конструктивной функциональной структуры (рис. 9.5). За систему примем качалку, выполняющую функцию изменения передачи движения и усилия от тяги 1 к тяге 2 (функции Φ_{01} и Φ_{02}) и обратно (функции Φ'_{01} и Φ'_{02}). Качалка через ступицу подвижно опирается на кронштейн, передавая на него усилие (функция Φ_3).

На качалку воздействуют усилия $\vec{F}_1$ и $\vec{F}_2$ со стороны тяг (см. рис. 9.4), причем тяги относительно качалки совершают качательные движения при прохождении через них управляющего сигнала. Этот фактор нужно учитывать при расчете подшипников, установленных в наконечниках тяг, на долговечность.

3. Произведем декомпозицию узла качалка-тяги (рис. 9.6). Узел содержит неподвижную ось 3, закрепленную на качалке 5; подшипник качения 1, закрепленный в наконечнике тяги 2; две опорные втулки 4, установленные с натягом в проушины качалки 5. Элементы узла связаны между собой, а часть из них — с элементами надсистемы.

Усилие, передающееся с тяги на качалку 5, проходит через наконечник тяги, подшипник качения 1, установленный наружной обоймой в наконечнике, ось 3 узла, на которой установлена с натягом внутренняя обойма подшипника. С оси усилие передается на опорные втулки 4, а через них — на проушины качалки 5. Наиболее опасными элементами узла (по прочности) являются три элемента надсистемы (тяги и качалка) и элементы подсистемы (ось, подшипник, опорные втулки, проушины качалки).

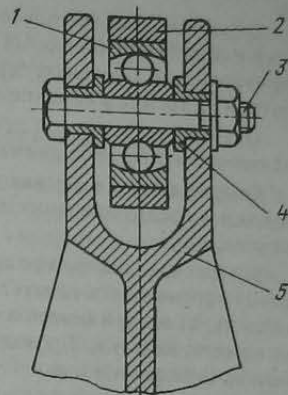


Рис. 9.6

Выбор диаметра и толщины трубы для тяги производят по графику критических нагрузок [22] с использованием в качестве исходных данных длины тяги L (см. рис. 9.3) между точками ее крепления в проводке и усилия, действующего на тягу и полученного из расчета на прочность проводки в соответствии с ее кинематической схемой; кроме того, производят расчет тяг на устойчивость [32].

Для обеспечения соединения тяг с другими элементами проводки выбирают тип наконечника в сборе в зависимости от его функционального назначения в проводке.

Диаметр оси 3 (см. рис. 9.6) определяется по изгибной прочности. По диаметру оси подбирается подшипник 1 для наконечника тяги. Подшипники выбирают по нормали Н52-096, и проверяется их работа на долговечность.

Опорные втулки 4 испытывают смятие на цилиндрической поверхности.

Проушины качалок рассчитывают на разрыв и смятие по формулам, приведенным в работах [32, 40].

4. Анализ механической проводки в целом и условия работы узла качалка-тяги прототипа позволяют выявить связи и функции отдельных элементов узла.

Основным элементом узла является подшипник качения, выполняющий сложную функцию: он обеспечивает качательное движение тяги по отношению к качалке, передает усилие с тяги на качалку, уменьшает потери на трение в соединении.

Ось служит основной деталью соединения качалки с тягой и обеспечивает качательное движение тяги по отношению к качалке.

Опорные втулки служат для уменьшения напряжения смятия участков оси и предотвращения повреждения проушин при разборке и сборке узла.

5. Узел качалка-тяги должен удовлетворять следующим требованиям: 1) обеспечивать качательное движение тяги без заклинивания тел качения; 2) воспринимать нагрузки, передаваемые с тяги, и передавать их на тело качалки; 3) фиксировать положение тяги относительно качалки; 4) быть надежным в условиях вибрации; 5) иметь минимальную массу элементов узла и их максимальную прочность; 6) у элементов узла должны отсутствовать концентраторы напряжений; 7) иметь хороший доступ для осмотра и регулирования тяг; 8) обеспечивать удобство и простоту разборки и сборки; 9) должны отсутствовать люфты в соединениях.

6. Задачу проектирования узла качалка-тяги можно сформулировать следующим образом: сконструировать узел для соединения тяги с качалкой с учетом данных ТЗ, силового расчета элементов механической проводки, требований к узлу и его эскизной компоновки.

Перед решением этой задачи выбирается прототип соединения, анализируется его строение и воздействие отдельных элементов друг на друга.

Решение данной задачи можно найти, используя следующий порядок конструирования и расчета:

1. Разработать эскиз качалки и места отверстий проушин для присоединения тяг.

2. Исходя из расчетной нагрузки, действующей на тягу, рассчитать диаметр оси.

3. По выбранному диаметру оси подобрать подшипник качения и проверить его работоспособность.

4. Подобрать наконечники к тяге.

5. Разработать эскиз проушины, исходя из размера и формы выбранного наконечника.

6. Проверить расчет проушины на разрыв и смятие. В случае недостаточной прочности внести коррективы в эскиз проушины.

7. Вычертить окончательный эскиз узла качалка-тяги.

Глава 10. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ, КОНИЧЕСКИХ И ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

10.1. Постановка конструкторской задачи

Зубчатые передачи имеют широкое применение в авиационной и космической технике. Их используют для передачи вращательного движения и мощности с изменением частот вращения и вращающих моментов в системах управления и силовых установках ЛА, механизмах изменения стреловидности крыла самолета, главных и промежуточных редукторах и приводах рулевых винтов вертолетов, стыковочных устройствах ЛА и т.д. Классификация зубчатых передач, применяемых в авиакосмической технике, приведена в [32]. При проектировании зубчатых передач для ЛА необходимо обеспечивать при высоком уровне надежности малую относительную массу $\gamma = m/T_{\max}$ передач (редуктора) и ажурность конструкций зубчатых колес (m — масса передач или редуктора, кг; $T_{\max}$ — максимальный вращающий момент, Н · м). Это достигается учетом в проектировочных и поверочных расчетах основных факторов, влияющих на прочность и жесткость высоконапряженных элементов колес; выбором оптимальных конструктивных параметров всех элементов; применением высокопрочных материалов и комбинированной упрочняющей технологии, включающей химико-термическое упрочнение и поверхностно-пластическую деформацию (ППД); тщательной проработкой на технологичность на стадиях эскизного проектирования, изготовления опытных образцов для испытаний и подготовки изделий к серийному производству; проверкой возможных технологических решений на экспериментальных образцах зубчатых передач; большим объемом доводочных испытаний. По результатам испытаний вносятся коррективы в расчеты, конструкцию зубчатых колес, технологические решения.

Процесс конструирования зубчатого колеса начинается на этапе разработки ТЗ на механизм, когда формулируется функция механизма и формируются исходные данные, позволяющие в процессе конструирования механизма уточнить функцию каждой детали и оценить конструктивные параметры всех зубчатых колес. Процесс конструирования зубчатого колеса включает расчеты конструктивных параметров, которые перемежаются графическим изображением конструктивных элементов.

По данным ТЗ на механизм на этапе разработки технического предложения составляется конструктивная функциональная структура механизма в виде конструктивно-кинематической схемы. Составив вари-

анты схем, отвечающих общему передаточному отношению механизма, можно определить тип передач и их сочетание. В авиакосмической технике наиболее часто применяют сочетание конических и цилиндрических передач, планетарные и волновые передачи. Примеры передаточных механизмов и редукторов приведены в [32].

Для оценки вариантов принципиальных технических решений (кинематических схем) производятся кинематические, силовые и проектировочные расчеты. Они позволяют оценить передаточные отношения отдельных ступеней, частоты вращения и вращающие моменты зубчатых колес, межосевые и конусные расстояния, габаритные размеры колес. По данным этих расчетов можно выполнить предварительную компоновку механизма и, сравнив варианты принципиальных технических решений, выбрать типы передач. На упрощенном компоновочном эскизе без проработки элементов колес и валов (рис. 10.1).

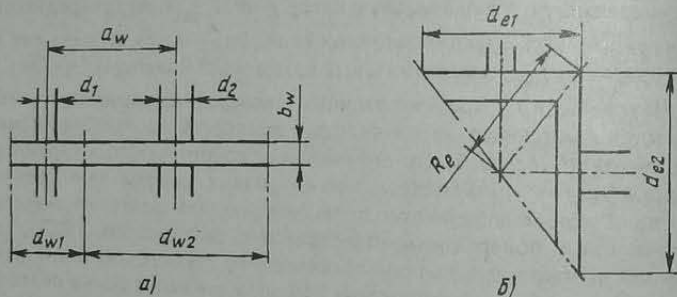


Рис. 10.1

Приведем порядок кинематических и силовых расчетов для цилиндрических и конических передач.

Кинематический расчет

1. Определение предварительного значения общего передаточного отношения механизма:

$$i_{\text{общ}} = n_{\text{вх}} / n_{\text{вых}}, \quad (10.1)$$

где $n_{\text{вх}}$, $n_{\text{вых}}$ — частоты вращения входного и выходного валов, мин⁻¹.

2. Распределение $i_{\text{общ}}$ по ступеням.

Выбор оптимального варианта разбивки $i_{\text{общ}}$ по ступеням возможен при наличии критериев сравнения, являющихся критериями оптимальности (качества). Лучший вариант должен отвечать определенной цели (целям), которую конструктор ставит перед собой. Определенной цели соответствует конкретный критерий оптимальности (сравнения). Так, при стремлении получить наименьшую относительную массу редуктора γ при заданном максимальном вращающем моменте (например, для вращения несущего винта вертолета) за критерий сравнения (оптимальности) нужно выбрать массу редуктора.

Достоинства и недостатки вариантов конструкции передач авиационной и космической техники можно оценить по совокупности критериев, которыми являются минимальная масса зубчатых колес, минимальные габариты передач, максимально возможный КПД, минимальная относительная масса редуктора, наибольшая вероятность безотказной работы (достигающая величины 0,99), компактность конструкции (компоновочные требования), наименьшая инерционность быстроходных ступеней передач при резких изменениях частот вращения зубчатых колес в эксплуатации (в передачах маневренных ЛА), минимум запасов контактной и изгибной прочности зубьев колес, высокая точность, быстродействие передач в механизмах кратковременного срабатывания (например, в системе управления ЛА), минимальная металлоемкость.

В целом задача разбивки общего передаточного отношения передач по ступеням является многокритериальной задачей. Однако ее можно упростить, используя в практических расчетах локальную оптимизацию. Целями такой оптимизации являются достижения в первую очередь высоких значений таких показателей, как минимум массы, минимальные габариты, минимум запасов прочности.

При одном варьируемом параметре задачу разбивки $i_{\text{общ}}$ по ступеням можно решить способом перебора нескольких вариантов разбивки и оценки вариантов по одному критерию оптимальности (например, массе или габаритам).

При оптимизации передач по массе всех колес с функциональными ограничениями по контактной прочности зубьев [17] получены зависимости передаточных чисел u_I и u_{II} от общего передаточного числа u ($\approx i_{\text{общ}}$) для двухступенчатого цилиндрического редуктора при $u \geq 10$. Оптимальные передаточные числа ступеней, если работоспособность передачи определяется контактной прочностью зубьев, можно определять по формулам

$$u_I = \left[\frac{u^3 + Ku}{2(Ku + 1)} \right]^{1/3} - \frac{(K+1)u}{6(Ku + 1)}; u_{II} = u/u_I, \quad (10.2a)$$

где $K = K_{II}/K_I$; $K_I = [\sigma_{HI}]^2 \psi_{baI}/K_H$; $K_{II} = [\sigma_{HII}]^2 \psi_{baII}/K_H$; $K_H = K_{HI} = K_{HII}$; K_{HI} и K_{HII} — коэффициенты нагрузки в зацеплении ступеней редуктора, каждый из которых равен произведению коэффициентов K_{Ha} $K_{H\beta}$ K_{Hv} ; ψ_{baI} и ψ_{baII} — коэффициенты ширины колес ступеней ($0,1 \leq \psi_{ba} \leq 0,35 \dots 0,45$); $[\sigma_{HI}]$ и $[\sigma_{HII}]$ — расчетные значения допускаемых контактных напряжений первой и второй ступеней, определяемых по [32].

Формула для u_I упрощается, когда $u^2 \gg K$ и $Ku \gg 1$:

$$u_I = (u^2/2K)^{1/3} - (K+1)/6K. \quad (10.26)$$

В некоторых случаях критерием работоспособности передач является изгибная прочность зубьев (например, в высоконагруженных передачах главных редукторов вертолетов). В [17] получены зависимости для определения передаточных чисел при оптимизации по массе зубчатых колес при функциональных ограничениях по напряжениям изгиба

$$u_I = \left(\frac{u^2}{2} \right)^{1/3} - \frac{1}{6}; u_{II} = u/u_I. \quad (10.2b)$$

При оптимизации по сумме межосевых расстояний двухступенчатой цилиндрической передачи, если ее работоспособность определяется контактной прочностью зубьев, передаточные числа ступеней можно определить по соотношениям [17]

$$u_I = \frac{(Ku)^{1/3} + u}{2[(Ku)^{1/3} + 1]}; u_{II} = u/u_I. \quad (10.3)$$

Для приближенной оценки передаточных чисел ступеней передач при числе ступеней более двух можно использовать результаты анализа зависимости суммарной массы зубчатых колес всех ступеней от $i_{общ}$ и передаточного числа тихоходной ступени [23]. При приближенной оценке передаточных чисел ступеней трехступенчатой цилиндрической передачи можно ориентироваться на следующие соотношения:

1) при $i_{общ} = 25$: $u_I \approx 3$; $u_{II} \approx 2,9$; $u_{III} \approx 2,85$;

2) при $i_{общ} = 32,5$: $u_I \approx 3,4$; $u_{II} \approx 3,1$; $u_{III} \approx 2,95$;

3) при $i_{общ} = 50$: $u_I \approx 4,6$; $u_{II} \approx 3,5$; $u_{III} \approx 3,1$.

3. Выбор числа зубьев: для ступеней передачи (кроме волновой передачи, которая рассмотрена в разд. 10.4) ориентировочные числа зубьев ведущего z_I и ведомого z_2 зубчатых колес подбираются по записям

$$\bar{z}_1 = z_{\Sigma} / (\bar{T}_{12} + 1); \bar{z}_2 = \bar{z}_1 \cdot \bar{T}_{12}, \quad (10.4)$$

где z_{Σ} — суммарное число зубьев в паре.

При выборе z_{Σ} нужно учитывать, что с увеличением z_{Σ} при данном диаметре d_w (d) колеса уменьшаются модуль зацепления m , шаг основной окружности и, как следствие, удельная окружная динамическая нагрузка на зуб, но снижается изгибная прочность зуба. С уменьшением z_{Σ} изгибная прочность зуба и шаг по основной окружности увеличиваются, но возрастает удельная окружная динамическая нагрузка на зуб. Используя статистические данные, оптимальные значения суммарных чисел зубьев можно выбирать для зубьев с однородной структурой материала без поверхностного упрочнения в пределах $z_{\Sigma} = 80 \dots 90$; при цементированных или азотированных зубьях колес, работающих при окружной скорости $v \leq 15$ м/с, в пределах $z_{\Sigma} = 50 \dots 60$ (70), а при $v > 15$ м/с — в пределах $z_{\Sigma} \geq 100$ (для уменьшения динамической нагрузки на зубья).

4. Уточнение передаточных отношений ступеней. Для каждой ступени определяются передаточные числа $u_{12} = z_2/z_1$, которые для рассматриваемых передач совпадают с передаточными отношениями ($u_{12} = i_{12}$). Подбором чисел зубьев стараются устранить расхождение значений u в каждой паре с величинами $\bar{T}$, полученными в п. 2. Для совпадения фактического $i_{общ}$ с заданным можно рекомендовать корректировку передаточного отношения последней ступени по формуле

$$i_n = i_{общ} / i_I i_{II} \dots i_{n-1} \quad (10.5)$$

и подбор целого числа зубьев, чтобы u последней ступени с наименьшим допуском совпадало с требуемым i . Допуск отклонения фактического $i_{общ}$ от заданного должен быть указан в ТЗ на механизм.

5. Определение частоты вращения зубчатых колес. Для увеличения компактности передач в авиакосмической технике ведущие зубчатые колеса последующих ступеней размещают на ведомых валах предыду-

щих ступеней [32]. Тогда частоты вращения зубчатых колес определяются по зависимостям

$$n_1 = n_{вх}; n_2 = n_1 / u_{12}; n_3 = n_2; n_4 = n_3 / u_{34}; n_5 = n_4 \quad (10.6)$$

и далее по аналогии до последнего зубчатого колеса. Здесь нумерация зубчатых колес принята для всей кинематической схемы.

Силовой расчет

1. Определение вращающего момента на входном валу механизма:

$$T_{вх} = 9550 W_{вх} / n_{вх}, \quad (10.7)$$

где $W_{вх}$ — мощность на входном валу, кВт; $n_{вх}$ — в мин⁻¹; $T_{вх}$ — в Н·м.

2. Определение вращающих моментов на зубчатых колесах первой ступени:

$$T_1 = T_{вх} (1 - \Pi_{\Pi} K_t) \eta_m; \quad (10.8)$$

$$T_2 = T_1 i_1 \eta_{зц}, \quad (10.9)$$

где T_1, T_2 — вращающие моменты соответственно на ведущем и ведомом зубчатых колесах; Π_{Π} — коэффициент потерь в опорах вала, величина которого зависит от типа подшипника [23, 32]; K_t — коэффициент влияния отрицательных температур на потери: $K_t = 1 + 0,01 |t|$; η_m — КПД, учитывающий потери на разбрызгивание и перемешивание масла и зависящий от способа смазки [23]; $\eta_{зц}$ — КПД зубчатой пары: $\eta_{зц} = 1 - \Pi_{зц} K_t$, где $\Pi_{зц}$ — коэффициент потерь в зацеплении, ориентировочно оцениваемый по [32] или более точно по [23].

3. Определение вращающих моментов на зубчатых колесах второй и последующих ступеней:

$$T_3 = T_2 (1 - \Pi_{\Pi} K_t) \eta_m;$$

$$T_4 = T_3 i_{II} \eta_{зц}.$$

Оценка вращающих моментов на зубчатых колесах последующих ступеней производится по таким же формулам.

Проектировочный расчет ступени передачи

Основные геометрические размеры передач (межосевые a_w или конусные R_e расстояния) и зубчатых колес $d_w(d)$, d_a , b_w (d_w — диа-

метр начальной окружности, d — диаметр делительной окружности, d_a — наружный диаметр, b_w — ширина зубчатого венца) определяют по методике, изложенной в [32]. Эти размеры оценивают по условию сопротивления контактного разрушению рабочих поверхностей зубьев.

Проектировочный расчет всего механизма или отдельных ступеней при наличии прототипа производят на этапе разработки эскизного проекта, когда принципиальные схемы технического решения (например, кинематическая схема) воплощаются в реальную конструкцию с помощью компоновочных чертежей (например, на рис. 10.1) и разработки чертежа общего вида, из которого становится окончательно ясным принцип устройства и работы проектируемого механизма.

Для завершения структурного синтеза механизма необходим анализ функций и взаимосвязи элементов передач. С этой целью можно ориентироваться на наиболее распространенные формы зубчатых колес, как съемных (рис. 10.2, а и б), так и монолитных с валами (рис. 10.2, в).

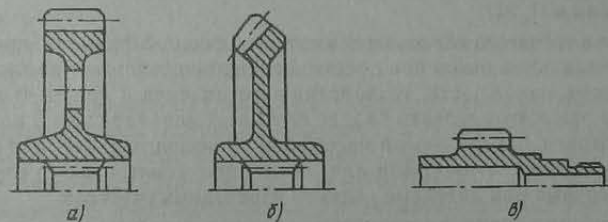


Рис. 10.2

К началу поиска конструктивной формы проектируемого зубчатого колеса и его элементов нужно уточнить его функцию, чтобы в процессе конструирования реализовать принцип соответствия формы детали выполняемой ею функции. Чтобы деталь была работоспособной, она должна обладать определенными свойствами качества, которые обеспечиваются выполнением ряда требований. Полнота списка требований к детали и их реализация зависят от знаний и достижений науки. В [30] отмечается, что у начинающего конструктора разработки обычно требуют большего количества доделок и переработок, чем у опытного конструктора. Для выполнения технически грамотных разработок нужно освоить принципы и правила конструирования, знать основные положения «как таблицу умножения» [37]. Важное значение при конструировании деталей имеет последовательность действий, их логика. Для формулирования конструкторской задачи на проектирование детали

используем элементы общей методики постановки задач инженерного творчества [35], конкретизированные в разд. 7.1 в виде следующих операций: 1) уточнение функции детали; 3) выделение надсистемы, включающей проектируемую деталь как систему, и углубленное изучение ТЗ на механизм в части конструируемой детали и взаимосвязанных с ней деталей; 3) декомпозиция надсистемы и установление связи деталей с элементами надсистемы, условий работы и ограничений, накладываемых надсистемой и ее элементами; 4) составление списка требований к детали; 5) составление списка недостатков прототипа детали; 6) формулирование конструкторской задачи.

Выполнение этих операций облегчается при наличии прототипа механизма и прототипов деталей передач, выполняющих одинаковые функции в разных механизмах. При отсутствии прототипа можно использовать обобщенный образ зубчатого колеса, включающего следующие части: зубчатый венец, обод, диск, ступицу (рис. 10.2, а, б). Разновидности зубчатых колес авиационной и космической техники приведены в [1, 32].

Форма зубчатого колеса зависит от выполняемой функции, требований минимальной массы при достаточной прочности и жесткости, долговечности, надежности, технологии изготовления и др. На форму и размеры элементов зубчатых колес оказывает влияние способ получения заготовки, определяемый масштабом производства. Так, при получении заготовки штамповкой или литьем предусматривают уклоны и штамповочные или литейные радиусы переходных участков.

Рассмотрим процесс постановки конструкторской задачи, выполнив последовательно названные операции.

1. *Уточнение функции зубчатого колеса.* Для уточнения функции детали служит процедура «описание функции» [35]. Описание функции должно содержать краткую характеристику технического средства, с помощью которого можно осуществить функцию. До кинематического и силового расчетов из данных ТЗ на механизм и конструктивной функциональной структуры (кинематической схемы) выявляется только предназначенная для передачи вращения, вращающего колеса: деталь, назначения величины для передачи вращения, вращающего момента и изменения величины угловой скорости и величины вращающего момента. После этих расчетов можно дать и количественное описание функции. Например, «ведущее зубчатое колесо второй ступени редуктора передает вращательное движение от ведущего вала второй ступени к ведомому зубчатому колесу с частотами вращения от $n_{1 \min} = \dots \text{мин}^{-1}$ до $n_{1 \max} = \dots \text{мин}^{-1}$ и вращающими моментами от $T_{1 \min} = \dots \text{Н} \cdot \text{м}$ до $T_{1 \max} = \dots \text{Н} \cdot \text{м}$ при числе зубьев $z_1 = \dots$ ».

Для выполнения функции пары сопряженных зубчатых колес в передаче, понижающей угловую скорость ($i = \omega_1 / \omega_2 > 1$), необходимо, чтобы число зубьев z_2 было больше z_1 . В повышающих передачах (мультипликаторах) $z_2 < z_1$. Часть функции пары по изменению величины вращающего момента требует определенного соотношения делительных диаметров колес, а именно $d_2 / d_1 = u = |i|$.

2. *В качестве надсистемы можно выделить весь механизм или его часть, включающую проектируемую деталь (рис. 10.3).* В ТЗ на механизм к проектируемому зубчатому колесу и связанным с ним деталям относятся следующие данные:

- мощность (крутящий момент) на входном валу $W_{\text{вх}} (T_{\text{вх}})$;
- передаточное отношение механизма $i_{\text{общ}}$ или частоты вращения входного и выходного валов $n_{\text{вх}}$ и $n_{\text{вых}}$;
- долговечность (ресурс) механизма t_h (в часах) или $N_{\text{ц.н}}$ (циклов нагружения);
- режим нагружения в виде графика функции $T=f(t)$;
- коэффициент внешней динамики K_d ;
- условия эксплуатации (диапазоны температур, давлений внешней среды, влажности; наличие тряски, вибрации, ударов, перегрузки и т.д.);
- ограничения габаритов механизма, массы; масштаб производства и др.;
- требования эксплуатационные, производственно-технологические, экономические, антропологические; из эксплуатационных требований указываются в первую очередь такие, как требования к функционированию (плавность работы без заеданий и заклинивания, бесшумность работы зацеплений), эксплуатационной надежности, прочности, жесткости, вибропрочности, коррозионной стойкости, техническому обслуживанию, контролепригодности, материалам, смазочному материалу и т.д.; из производственно-технологических указываются требования к способам получения заготовок, упрочняющей технологии (термообработке), технологии изготовления и др.

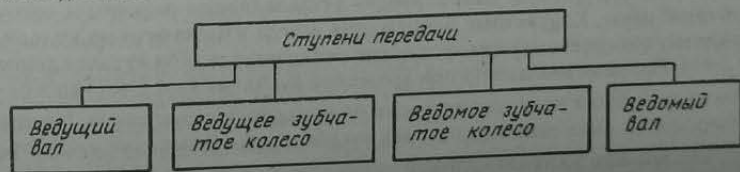


Рис. 10.3

Изучение этих данных и функциональной структуры прототипа позволяет обнаружить особенности работы и нагружения проектируемой детали, предусмотреть изменения в ее конструкции. Так, увеличение долговечности в случае жесткого ограничения массы может вызвать появление при эксплуатации таких видов изнашивания и явлений усталости, которые ранее не проявлялись при эксплуатации прототипа и аналогов. Например, фреттинг-коррозия [23] не проявляется при эксплуатации механизмов кратковременного действия с относительно малой суммарной долговечностью, но является основной причиной повреждений сопряженных деталей в механизмах продолжительного действия [23]. Увеличение частоты вращения зубчатых колес при одинаковой передаваемой мощности снижает нагрузку на зуб. Это позволяет при сохранении высокой напряженности зуба уменьшить размеры колеса (например, ширину обода) и снизить массу колеса. Кроме того, узкозубые колеса снижают неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба. Но с ростом окружной скорости может возрасти динамическая нагрузка на зуб, что потребует уменьшения погрешности изготовления зубчатых колес и увеличения стоимости изготовления.

3. Декомпозиция надсистемы (см. рис. 10.3) и анализ связи элементов передачи в прототипе помогают установить, с какими деталями передачи будет связан каждый элемент проектируемого зубчатого колеса, и определить характер связи. Связь детали с сопряженными деталями может быть двойкой: функциональной и физической (силовой, геометрической). Каждое зубчатое колесо связано с сопряженным зубчатым колесом и валом. В местах сопряжений зубьев связь является функциональной и силовой.

Каждый зуб периодически контактирует с зубьями сопряженного колеса, и в нем возникают циклически изменяющиеся контактные σ_H и изгибные σ_F напряжения. Действие контактных напряжений приводит к контактным разрушениям рабочей поверхности зуба и является более вредным, чем действие растягивающих напряжений изгиба. Поэтому из расчета на контактную выносливость устанавливают размеры и массу зубчатой пары. Контактные напряжения всегда изменяются по пульсирующему (отнулевому) циклу, так как после выхода зуба из зацепления $\sigma_H = 0$. Напряжения изгиба при вращении зубчатых колес только в одном направлении изменяются также по пульсирующему циклу. Но при реверсивном движении напряжения изгиба σ_F изменяют знак и величину, что должно учитываться при проверочном расчете зубчатой пары коэффициентом снижения предела изгибной выносливости K_{Fc} при расчете предельных напряжений

$$\sigma_{Flim} = \sigma_{FlimB} K_{Fc}, \quad (10.10)$$

где σ_{FlimB} — предел изгибной выносливости при отнулевом цикле; $K_{Fc} = 0,65 \dots 0,8$.

Для обеспечения работоспособности сопряженной пары зубчатых колес важен характер сопряжения контактирующего зуба с соседним зубом сопряженного колеса (рис. 10.4). Неправильный выбор вида сопряжения, определяющего величину бокового зазора j_n , может привести к заклиниванию передачи от температурных деформаций деталей привода и корпуса механизма. С увеличением ресурса высоконапряженных зубчатых колес следует учитывать необходимость повышения степени точности по нормам плавности и контакта зубьев из-за опасности изнашивания поверхности зуба при длительной работе.

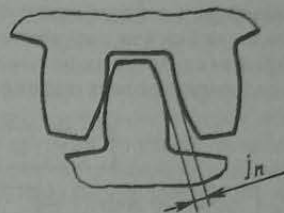


Рис. 10.4

Связь зубчатого колеса с валом в варианте съемного колеса (см. рис. 10.2, а и б) является функциональной (передача движения) и физической (силовой и геометрической). Характер силовой связи зависит от направления вращения зубчатого колеса. При вращении в одну сторону в соединении вал-ступица (шлицевом или шпоночном) силовая связь осуществляется с одними и теми же гранями шлицевых или шпоночных пазов зубчатого колеса. При реверсивном вращении нагрузка прикладывается то к одной грани пазов, то к противоположной. При этом на рабочих гранях возникают напряжения смятия σ_{cm} (рис. 10.5, а и б), которые и лимитируют работоспособность элементов соединения зубчатого колеса с валом. Напряжения смятия изменяются во времени только по отнулевому циклу.

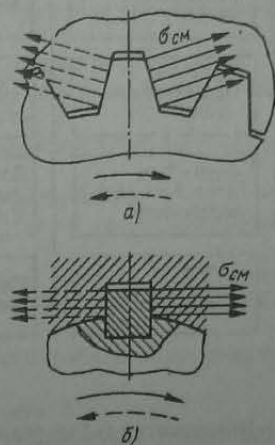


Рис. 10.5

Деформации вала от изгиба и кручения приводят к циклическим относительным микросмещениям сопрягаемых поверхностей ступицы и вала. Поэтому при конструировании соединения вал-ступица нужно

проверять его на изнашивание при большой заданной долговечности или предусматривать мероприятия по повышению сопротивления изнашиванию [32]. При проектировании монолитной детали вал-шестерня (см. рис. 10.2, в) изнашивание элементов соединения зубчатого колеса с валом полностью устраняется.

Для более полного анализа связи элементов зубчатого колеса с элементами надсистемы и взаимосвязи элементов детали — зубчатого колеса — до выведем дальнейшую декомпозицию детали — зубчатого колеса — до выявления базовых элементов — поверхностей (рис. 10.6). Учет особенностей всех базовых элементов необходим при составлении списка требований к проектируемому зубчатому колесу.



Рис. 10.6

Поверхности зубчатого колеса, не сопрягаемые с другими деталями, отличаются одна от другой требованиями к механической и упрочняющей обработке, точности размеров, шероховатости. Сопрягаемые поверхности зубьев должны иметь прежде всего достаточную контактную выносливость.

Для главного базового элемента — рабочей поверхности зуба — характерной особенностью является неравномерное распределение удельной нагрузки вдоль ширины зуба. Это явление связано с дефор-

мациями опор, корпуса, валов (их прогибами), ободов, дисков и самих зубьев, возникающими при работе этих элементов под нагрузкой. А погрешности изготовления (ошибки основного шага, отклонения эвольвентного профиля, нарушение параллельности линий сопряжения зубьев) приводят к появлению дополнительной динамической нагрузки на зуб, которая учитывается в прочностных расчетах коэффициентами $K_{H\gamma}$ и $K_{F\gamma}$ [32].

4. Составление списка основных требований к конструкции зубчатого колеса. Полнота требований и их реализация обеспечивают совокупность свойств детали, определяющих возможность выполнения ею своей функции с показателями, установленными ТЗ. При формировании списка требований учитываются общие требования, обусловленные спецификой связи элементов детали с другими деталями (тяжело-нагруженный контакт зубьев с зубьями сопряженного колеса, неравномерность нагрузки по ширине зуба, дополнительная динамическая нагрузка на зуб и др.) и условиями работы в узле, механизме и на ЛА (например, вибрации, перегрузки). Требования должны учитывать опыт изготовления, доводки и эксплуатации прототипов и аналогов создаваемой конструкции, достижения в области конструирования, упрочняющей технологии, изготовления.

1. Эксплуатационные требования. Из группы эксплуатационных требований (гл. 1) важнейшими для зубчатого колеса являются *требования функционирования*:

- сохранение работоспособности зубчатого колеса при заданных условиях эксплуатационного нагружения;
- стабильность работы на каждом режиме нагружения;
- функционирование в условиях воздействия и изменения рабочих температур;
- функционирование в условиях воздействия внешней среды (коррозии от влажности, воздействия пыли и абразивных частиц, изменения давления и др.);
- обеспечение функциональной надежности (работы зацепления без заедания и заклинивания);
- обеспечение эксплуатационной надежности.

Требование эксплуатационной надежности детали предусматривает обеспечение прочности и жесткости при минимальной массе детали, износостойкости, вибропрочности и правильного состояния деталей и технического обслуживания (контроль технического состояния деталей и узлов, своевременная замена смазочного материала, регулирование зацеплений, замена износившихся уплотнений). Это требование предполагает обеспечение безотказной работы зубчатых колес до предельного состояния.

Требование работоспособности зубчатого колеса можно разделить на ряд требований: прочности, жесткости, износостойкости, вибропрочности, теплостойкости (требование связано с явлением хладоломкости деталей при низких температурах из-за потере пластичности).

Требование прочности при минимальной массе связано с требованием применения высокопрочных материалов, обладающих высокой удельной прочностью, и упрочняющей технологии; с разработкой рациональной конструктивной схемы и формы сечений, соответствующих напряженно-деформированному состоянию; с реализацией принципа равнопрочности элементов детали; с применением методик точного расчета нагрузки, прочности, долговечности, прочностной надежности.

Требование жесткости вызвано тем, что недостаточная жесткость элементов зубчатого колеса (зубьев, обода) приводит при изготовлении зубьев к деформации края обода от давления инструмента; это затрудняет изготовление зубьев и вызывает искажение профиля, увеличивает погрешности изготовления. Чрезмерная податливость элементов колеса приводит к снижению частоты собственных изгибных колебаний диска и вызывает опасность появления резонансных колебаний [1], нарушает нормальную работу зацепления. Прогобы валов и деформации зубьев, обода, диска, опор и корпусов приводят к концентрации нагрузки по линии контакта зубьев. Совокупность явлений, возникающих при недостатке жесткости элементов зубчатого колеса, приводит к нестабильности вращения и опасности разрушения зубьев в зонах чрезмерной концентрации нагрузки, а также к ускорению износа зубьев в этих зонах.

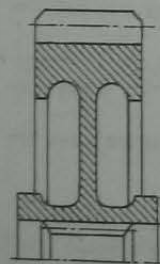


Рис. 10.7

Изменение жесткости зубчатого венца осуществляется за счет изменения толщин обода и диска или увеличения местной массы по краям обода (рис. 10.7).

При конструировании по прототипам и выполнении курсового проекта жесткость элементов зубчатых колес обеспечивается благодаря использованию стандартизованных рекомендаций по выбору их размеров (см. разд. 10.2).

Требование вибропрочности является важнейшим для ряда конструкций (силовых установок, приводов агрегатов и др.) и вызвано опасностью появления усталостных поломок зубчатых колес по ободу, обусловленных изгибными резонансными колебаниями колес в рабочем диапазоне частоты вращения. Возможно разрушение от вибрации дисков и ступиц колес. Для проверки виброустойчивости зубчатых колес производятся приближенные расче-

ты собственных частот колебаний колес и специальные испытания на вибростендах [1]. По результатам испытаний при необходимости вносятся коррективы в форму и размеры зубчатого колеса.

Требование износостойкости. При работе зубчатой передачи происходит проскальзывание сопряженной пары зубьев, что вызывает трение зуба о зуб. Чем выше удельное давление на рабочую поверхность зуба, тем больше вероятность выдавливания смазочного материала и истирания поверхности зуба из-за возникновения сухого или полусухого трения. Изнашивание возможно также из-за недостаточной несущей способности масляного слоя. Износостойкость обеспечивается увеличением твердости рабочих поверхностей зубьев, непрерывной подачей жидкой смазки к трущимся поверхностям при больших ресурсах передач, улучшением свойств смазочного материала, повышением точности изготовления и чистоты поверхности зубьев, введением уплотнений в соответствии с окружной скоростью валов.

Требование обеспечения заданной долговечности при минимальной металлоемкости относится ко всей конструкции механизма и распространяется на любую деталь, особенно на зубчатые колеса, составляющие по массе значительную долю от массы механизма. При действии переменных напряжений долговечность детали зависит от уровня напряжений. Эту зависимость выражают графики выносливости материала, на базе которых должны выполняться расчеты геометрии зубчатого колеса на контактную выносливость и производиться проверка зуба на выносливость по напряжениям изгиба. Минимальная металлоемкость обеспечивается применением материала с высокой удельной прочностью, достижением минимальных запасов прочности в наиболее напряженных элементах детали, удалением материала из малонапряженных мест детали, приближением формы заготовки к форме детали. Вопросы снижения массы детали рассмотрены в обосновании требований экономичности.

Требование обеспечения заданной долговечности связано с требованием прочности и начинается выполняться при проектировочном расчете, в который закладывается величина допускаемого контактного напряжения σ_{Hr} для выбранного материала.

Требование к материалу. Для обеспечения прочности при минимальной массе, высокой прочностной надежности и требуемой долговечности важна совокупность следующих свойств материала зубчатых колес: сопротивление усталостному разрушению при действии контактных и изгибных напряжений; малая чувствительность к начальной трещине; сопротивление износу; чувствительность к концентрации напряжений; пластические свойства; чувствительность к механической обработке (возможность обработки резанием) и др. [1].

Для зубчатых колес механизмов кратковременного периодического действия (поворота аэродинамических поверхностей, изменения стреловидности крыла и др.) с небольшим суммарным ресурсом сопротивления износу не является лимитирующим свойством. Практически не изнашиваются и зубья колес долгорботающих быстроходных передач при совершенной смазке и изоляции от пыли, точном изготовлении и правильной сборке. Главным требованием является обеспечение контактной прочности.

При выборе материалов на стадии проектного расчета вначале исходят из условий работы и вытекающих из них требований к свойствам материала, но часто ориентируются на стандартные прочностные характеристики без учета всего комплекса свойств и особенностей работы материала в будущем изделии. Это приводит к неоправданным затратам средств и времени на доводку изделия. Для обеспечения конструкционной прочности детали в реальных условиях эксплуатации с учетом геометрических, металлургических и технологических факторов можно использовать рекомендации справочников, например [1,44], и схему структурного состава конструкционной прочности, предлагаемую в [24]. Она помогает учесть многие факторы, влияющие на прочность детали, и сформулировать перечень требований к материалу. В учебном курсовом проектировании можно предъявлять следующие основные требования к материалу зубчатых колес: обеспечение контактной выносливости, выносливости при изгибе, высокой несущей способности (возможности поверхностного упрочнения), высокой ударной вязкости (характеризует склонность к хрупкому разрушению), низкой чувствительности к концентрации напряжений, начальной трещине и механической обработке. Требование износостойкости будет выполнено почти автоматически, если в конструкции механизма предусмотрены специальные меры (см. требование износостойкости).

Одним из главных требований к материалу стальных зубчатых колес является обеспечение чистоты металла и мелкозернистой структуры. Для выполнения этого требования нужны стали, полученные методами электрошлакового и вакуумного дугового одианрного и двойного переплава. Сведения о свойствах таких сталей можно получить в [1].

Выбор материала в соответствии с условиями работы зубчатых колес облегчается рекомендациями, приводимыми в справочной литературе, например в [44].

Требование устранения концентраторов напряжений вызвано необходимостью предупреждения усталостных трещин при действии переменных напряжений. Концентраторами напряжений у зубчатого колеса могут являться места изменения формы (переходы зуба в обод, диска в обод и ступицу, торцы зубьев, грань, образуемая пересечением

профиля зуба с поверхностью вершин). Выполнение требования связано с конструктивными мерами (введение радиусов, фасок, фланкирования, поднутрения зубьев).

II. Требования производственно-технологические. *Требование возможности изготовления детали.* Форма зубчатого колеса определяется выполняемой функцией и зависит от многих факторов. К ним относятся прочностные, компоновочные, жесткостные факторы, характер силовой и геометрической связи с сопряженными деталями, форма сопряженных деталей. Но окончательная форма зубчатого колеса должна обязательно соответствовать освоенной технологии образования зубьев. Конфигурация зубьев зависит от зуборезного инструмента. Инструменты для шлифования могут вносить изменения в очертания зубьев. Вершины и торцы зубьев, обод, диск и ступица должны иметь поверхности, которые можно получить при изготовлении на современном оборудовании (см. разд. 5.1).

Способ получения заготовки также влияет на форму обода и ступицы, диктуя введение уклонов и определенных радиусов переходных участков при литье или штамповке (см. разд. 5.2, 5.3).

Требование технологичности изготовления. Деталь считается технологичной, если ее можно изготовить с наименьшими производственными затратами и в наиболее короткие сроки. Для этого при конструировании нужно предусматривать возможность использования прогрессивных способов получения заготовки, приближать форму заготовки к форме детали; учитывать возможные технологические решения; применять стандартизованные и унифицированные элементы; выбирать материал, отвечающий условиям работы и способу изготовления (с низкой чувствительностью к механической обработке или возможностью формообразования в виде поковки, штамповки, литья); предусматривать возможность неразрушающего контроля (см. разд. 5.6); выбирать рациональные технологические допуски и классы чистоты обрабатываемых поверхностей; планировать использование прогрессивного оборудования при изготовлении.

Требования к размерам зубчатого колеса. Размеры элементов зубчатого колеса должны быть минимальными при данной нагрузке, но удовлетворяющими условиям прочности, жесткости, технологическим требованиям, размерам сопряженных деталей (например, размеры шлицевого соединения выбираются по диаметру сопряженного вала) и требованиям компоновки сборочных единиц. В случае нарушения этих требований размеры деталей должны быть скорректированы после разработки общего вида конструкции и проверки на прочность, технологичность и контролепригодность деталей узла. Окончательные разме-

ры устанавливаются после доводочных испытаний, по результатам которых вносят коррективы в чертежи [1].

Требование точности изготовления. Точность — свойство качества детали, определяющее степень соответствия размеров детали чертежу, технологии изготовления и сборки. Наиболее распространенной формой оценки точности является метод измерения.

Точность изготовления обеспечивается допусками на размеры (гл. 3) и их выдерживанием при изготовлении, а точность положения сопряженных колес — конструктивными решениями, например обеспечением регулировки взаимного положения зубчатых колес за счет введения в конструкцию механизма специальных прокладок и подбора их толщины при регулировании зацеплений. При выборе средств и методов контроля принимаются во внимание инструментальные ошибки средств измерения и возможные погрешности измерения [20].

Повышение точности изготовления предполагает уменьшение погрешностей шагов зубчатых колес, толщины зуба, искажений профиля зуба и направления его линии, что ведет к уменьшению динамической нагрузки на зубья.

Требование учета погрешностей изготовления и эксплуатационных деформаций вызвано влиянием погрешностей изготовления и деформаций зубчатого колеса, валов опор, корпусов на концентрацию нагрузки по ширине зуба и величину дополнительной динамической нагрузки на зуб. Оно должно учитываться при оценке расчетной нагрузки коэффициентами K_β , K_ν [32] и назначении отклонений размеров, формы и биения поверхностей и степеней точности по нормам на кинематическую точность, плавность работы и контакт зубьев.

Точность изготовления существенно влияет на долговечность зубчатых передач. Известен случай, когда уменьшение погрешности основного шага более чем в три раза привело к повышению ресурса редуктора ТВД с 1000 до 4000 часов [1].

Требования к шероховатости поверхностей зубчатого колеса. Состояние поверхности при действии переменных напряжений влияет на усталостную прочность и износостойкость зубьев. Оно должно учитываться в расчетах допускаемых напряжений изгиба σ_{Fp} . Назначение шероховатости рабочих поверхностей зуба, посадочных мест отверстия для вала и свободных поверхностей (торцовых поверхностей колеса, наружной поверхности зубьев) может производиться по рекомендациям ГОСТа и окончательно утверждаться после доводочных испытаний.

Требования к механической обработке обобщены в разд. 5.1. Для зубчатых колес ужесточаются требования, которые вызваны необходимостью учета сопротивляемости элементов зубчатого колеса силам ре-

зания и возможностью появления повреждений при механической обработке. Для изготовления зубьев нужны достаточная жесткость элементов колеса и низкая чувствительность материала к механической обработке (со свойствами, позволяющими обработку резанием). После любой механической обработки — точения, фрезерования, шлифования, полирования — в тонком поверхностном слое зубчатого колеса возникают микрповреждения (линии скольжения, микротрещины). При зубошлифовании возможны прижоги, что уменьшает контактную и изгибную выносливость зубьев. Для устранения прижогов и механических повреждений важны правильный выбор материала, мало склонного к образованию структурных изменений, оптимальных режимов шлифования и методов ППД [1, 24], а также введение поднутрения зубьев.

Требование унификации конструктивных элементов связано с необходимостью придания конструируемому зубчатому колесу формы, подобной апробированным в изготовлении и эксплуатации формам зубчатых колес. Это обеспечивает прочность и жесткость нерасчетных элементов и удешевление изготовления детали.

Требование стандартизации распространяется на методику расчетов геометрии зубчатого колеса (ГОСТ 16532-80), принятую в курсовом проектировании (особенности геометрии авиационных передач см. в [1]); материал; геометрические параметры, связанные однозначной зависимостью с модулем зацепления, округляемым в расчете до стандартного значения; допуски на размеры; отклонения форм поверхностей; биения; нормы показателей точности; форму и размеры элементов соединения зубчатого колеса с валом.

III. Требования экономичности. Их выполнение оценивается расчетом стоимости конструкторской работы, производственных затрат на материал, оснастку и изготовление детали, доводочных испытаний и технического обслуживания (затрат на эксплуатацию) и сравнением стоимости подобных деталей. Критерием экономичности детали может служить относительная себестоимость $\beta = C/G_{mk}$ (C — стоимость), которая снижается при проведении следующих мероприятий:

А. Применение стандартизации и унификации форм и размеров, допусков на размеры, а также методов расчета.

Б. Снижение массы детали (затраты на материалы составляют в механизмах 70...75%, а в редукторах — до 85%). Масса зубчатого колеса G_{mk} связана с допускаемым контактным напряжением σ_{Hr} , нагрузкой на зуб F_n , плотностью материала ρ_m , модулем упругости E зависимостью [23]

$$G_{mk} = \Omega_H \rho_m (F_n E)^{3/2} / \sigma_{Hr}^v \quad (10.11)$$

Коэффициент Ω_H зависит от формы сопряженных деталей. Показатель степени v равен 3 и 4,5 соответственно при начальном касании по линии и в точке. Из (10.11) следует, что масса зубчатого колеса резко снижается с увеличением σ_{Hr} . В свою очередь величина σ_{Hr} связана с твердостью контактирующих поверхностей почти пропорциональной зависимостью. Поэтому для снижения стоимости детали за счет снижения массы и габаритов зубчатых колес следует назначать по возможности более высокие твердости сопряженных поверхностей. Повышение твердости обеспечивается выбором химико-термической обработки и применением для особо ответственных высоконагруженных зубчатых колес цементуемых легированных сталей. С увеличением твердости боковых поверхностей зуба от HB 300 до HB 600 масса зубчатого колеса может снизиться в три—шесть и более раз.

V. Принятие конструктивных решений, позволяющих использовать прогрессивные способы получения заготовки, упрощающих подготовку производства, позволяющих применять автоматизацию производственных операций и контроля изготовления.

Г. Учет условий работы различных участков детали с целью повышения прочности в местах наибольшей напряженности: в зонах силового контакта зубьев и концентрации напряжений изгиба (переходный участок зуба в обод). Для этого используют методы поверхностного упрочнения [1, 24].

Д. Перемещение материала из малонапряженных участков в более напряженные (обод должен быть толще диска) или удаление материала из малонапряженных мест (с боковых поверхностей дисков). Зубчатые колеса авиакосмической техники должны иметь более тонкие диски, чем колеса в общем машиностроении ($0,1 \leq \psi_c = c/b_w \leq 0,3$).

IV. Антропологические требования. Для зубчатых передач основными требованиями являются безопасность полета ЛА, зависящая от обеспечения эксплуатационной надежности, отсутствия шума и вибраций, оказывающих вредное воздействие на человека и зависящих от величины динамической нагрузки и вибросостояния зубчатых передач. Выполнение требований прочности, жесткости, точности, вибропрочности, износостойкости и учет погрешностей изготовления и деформаций элементов зубчатого колеса под нагрузкой обеспечивает выполнение антропологических требований. Так, известно, что износ рабочих поверхностей и заедание зубьев вызывают рост уровня вибраций. Ухудшение вибросостояния передачи может быть результатом неравномерности вращения колес, увеличения дисбаланса зубчатых колес из-за из-

менения геометрии и ослабления сопряжений колес с валами в процессе эксплуатации. Повышение кинематической точности и требования к плавности работы в процессе доводки устраняют это явление [1].

5. Составление списка недостатков прототипа конструируемого зубчатого колеса. Начинаящему конструктору из-за недостатка опыта бывает трудно улучшить конструкцию прототипа. Поэтому анализ встречающихся недостатков прототипов зубчатых колес может помочь анализу недостатков конкретного прототипа.

К основным недостаткам существующих зубчатых колес можно отнести следующие:

1. Большое значение удельной массы $\gamma = G_{mk} / T_{\max}$, где $T_{\max}$ — максимальный вращающий момент.

Завышение массы возможно по следующим причинам: 1) несовершенная форма детали; 2) применение грубо приближенной методики расчета конструктивных параметров; 3) неудачный выбор способа получения заготовки; 4) выбор материала с заниженными механическими характеристиками; 5) неудачный выбор упрочняющей технологии; 6) недостаточные меры по облегчению колеса (завышена толщина обода, диска, ступицы, отсутствуют или малы отверстия в диске); 7) низкая твердость рабочей поверхности зуба.

2. Не обеспечена равнопрочность элементов зубчатого колеса.

3. Низкая точность размеров.

4. Низкие степени точности по отдельным показателям (кинематическая точность, плавность работы, пятно контакта, боковой зазор).

5. Низкий класс чистоты поверхности у всех или отдельных элементов.

6. Не обеспечены все технологические требования.

7. Не использовано упрочнение методами ППД.

8. Велика себестоимость детали при низком коэффициенте использования материала.

Составив список недостатков, можно приступить к разработке критериев развития и мероприятий по совершенствованию детали с учетом заданной нагрузки, долговечности и условий эксплуатации (см. пример в разд. 7.2).

6. Уточнение конструкторской задачи. После выполнения предшествующих операций и с учетом результатов кинематического, силового и проектного расчетов можно более полно сформулировать конструкторскую задачу для поиска формы и размеров данного зубчатого колеса: сконструировать ведущее (ведомое) зубчатое колесо передаточного механизма, жестко связанное с ведущим валом и передающее вращение и крутящий момент от вала к сопряженному зубчатому колесу, по

данным ТЗ на деталь. При этом необходимо использовать опыт проектирования зубчатых колес прототипов и аналогов объекта проектирования в соответствии с принципами преемственности, стандартизации и унификации элементов проектируемых зубчатых колес, имеющих одинаковые функции и условия работы с элементами деталей прототипов и аналогов.

10.2. Конструирование цилиндрических зубчатых колес

Конструирование зубчатых колес можно представить как процесс наделения детали свойствами качества, отвечающими предъявленным к ней требованиям. Конфигурация детали и ее геометрические характеристики определяются в курсовом проектировании путем поиска формы, размеров и материала. Унифицированная форма зубчатого колеса дисковой конструкции обычно соответствует выполняемой функции, а удовлетворение совокупности требований позволяет сохранить работоспособность зубчатого колеса в течение заданной долговечности с высоким уровнем надежности.

Функция передачи движения и возможности производства определяют конфигурацию зубчатого венца и форму профиля зуба. Для обеспечения непрерывного поочередного зацепления зубьев (обкатка без скольжения) используется эвольвентный профиль. Функция обода, силовая и геометрическая связь зубьев с ободом определяют форму обода в виде кольца, обеспечивающего передачу вращающего момента, надежное основание для зубчатого венца и достаточную жесткость для возможности изготовления зубьев.

В процессе конструирования детали невозможно одновременно удовлетворить всем требованиям. Поэтому для выделения первоочередных требований целесообразно использовать один из эффективных методов инженерного творчества — метод контрольных вопросов.

Итак, какие показатели качества являются главными; какие требования нужно выполнить, чтобы обеспечить эти показатели?

Ответы можно получить, если предварительно описать функции элементов зубчатого колеса и установить их силовые и геометрические связи, а также напряженно-деформированное состояние при работе. Для описания функций составляются конструктивные функциональные структуры узла, в который входят конструктивные функциональные зубчатым колесом детали (рис. 10.8, а), и ведущего (рис. 10.8, б) и ведомого (рис. 10.8, в) зубчатых колес ступени передачи (рассматриваются передачи внешнего зацепления).

Функция ступицы ведущего зубчатого колеса — передача вращательного движения и вращающего момента от ведущего вала к диску

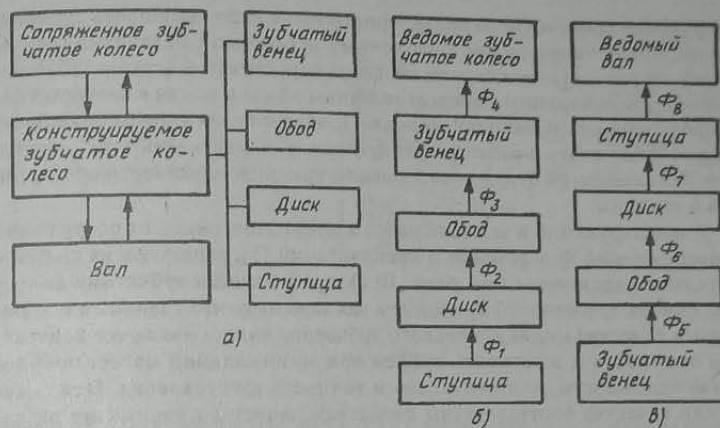


Рис. 10.8

(Φ_1). Диск передает вращательное движение и вращающий момент от ступицы к ободу (Φ_2). Обод передает вращательное движение и вращающий момент от диска к зубьям (Φ_3). Зубья передают движение и нагрузку на сопряженные зубья ведомого зубчатого колеса (Φ_4). Аналогично описываются функции элементов ведомого зубчатого колеса, у которого передача вращения и момента начинаются от зубьев через обод, диск, ступицу к ведомому валу ($\Phi_5, \Phi_6, \Phi_7, \Phi_8$).

Анализ силовой связи элементов показывает, что самым напряженным элементом является зуб, нагруженный распределенной по линии контакта зубьев силой и испытывающий циклическое действие напряжений контактных и изгиба. Для работы зубчатого колеса при эксплуатации без разрушения и повреждений (их виды подробно рассматриваются в [1]) нужно обеспечить прежде всего усталостную прочность зубьев, вибропрочность зубьев, обода и диска, износостойкость зубьев, теплостойкость при повышенных температурах и хладостойкость при пониженных температурах.

При передаче нагрузки от зубьев к диску в обод действуют растягивающие, сжимающие и касательные напряжения, а также напряжения от центробежной силы [1]. В кольцевых сечениях диска возникают напряжения кручения.

В курсовом проектировании специальные расчеты обода и диска на прочность и колебания не производятся. Это вполне допустимо, так как

в практике авиационного редукторостроения вибропрочность зубчатых колес обеспечивается при доводочных испытаниях механизма (редуктора), по результатам которых вносятся коррективы в чертеж зубчатого колеса. Рациональным выбором толщины обода и диска в соответствии с проверенными практикой доводки и эксплуатации рекомендациями можно обеспечить необходимую прочность и жесткость этих элементов. Рекомендации будут использованы при оценке размеров обода, диска и ступицы.

Анализ функций и условий работы элементов, видов их разрушений и повреждений при доводке и эксплуатации [1], характера их связей с деталями надсистемы (см. разд. 10.1), требований к зубчатому колесу (см. список требований) приводит к заключению, что главными показателями качества цилиндрического зубчатого колеса являются контактная прочность и жесткость зубьев при минимальной массе, прочностная надежность, долговечность и точность изготовления. Эти показатели качества соответствуют свойствам качества с такими же названиями. Показатели качества — прочность, жесткость, надежность и долговечность — будут высокими при условии обеспечения минимальной массы для всего механизма ($\gamma = m / T_{\max} \leq 0,009$).

Поскольку проективный расчет, который определяет основные размеры зубчатого колеса (d_a , m , b_w), основан на критерии контактной выносливости рабочих поверхностей зуба, это означает, что первоочередным требованием является требование усталостной прочности. Этому требованию подчиняются и требование жесткости и совокупность требований к материалу зубчатого колеса.

Для выяснения очередности выполнения списка требований начинающему конструктору полезно представить весь процесс конструирования детали и последовательности его этапов. Для наглядности представления введем условные стадии конструирования зубчатого колеса как процесса поиска его материала, формы и размеров.

Стадия 1. По исходным данным ТЗ на механизм производится кинематический и силовой расчеты передачи (см. разд. 10.1) в соответствии с кинематической схемой механизма, разработанной на этапе конструирования механизма «Разработка технического предложения». Результатом расчетов является определение передаточного числа $u = z_2 / z_1$ и вращающего момента на ведущем зубчатом колесе T_1 для каждой ступени передачи (рис. 10.9, а). Эти параметры являются вместе с данными ТЗ на механизм исходными данными для стадии 2.

Стадия 2. Выбор материала и проективный расчет передачи. Материал и способ его упрочнения выбираются для каждого зубчатого колеса передачи в соответствии с требованиями к материалу и требова-

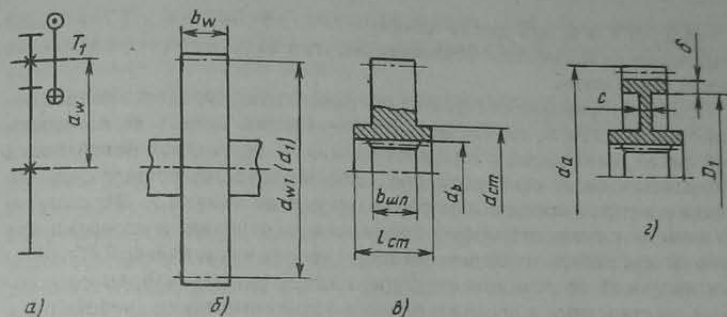


Рис. 10.9

ниями экономичности (см. разд. 10.1). Результатом проективного расчета по методике [32] является оценка межосевого расстояния a_w каждой ступени, модуля $\tilde{m} = 2\tilde{a}_w / (z_1 + z_2)$, округленного до стандартного значения $m \geq \tilde{m}$, габаритных размеров $d_a = mz + 2m$ и b_w каждого зубчатого колеса передачи. Величина m определяет высоту головки $h_a = m$ и ножки $h_f = 1,25m$ зуба.

Эти данные являются исходными для работы на стадии 3.

Стадия 3. Построение контура зубчатого колеса (рис. 10.9, б) на компоновочном эскизе или чертеже общего вида механизма. Учет компоновочных требований может вносить коррективы в результаты расчета на стадии 2.

Стадия 4. Конструирование ступицы зубчатого колеса. На этой стадии производится выбор способа соединения зубчатого колеса с валом и оценка размеров ступицы. Рекомендации по выбору размеров ступицы [1]: $d_{ст} \leq 1,35d_b$; $l_{ст} = (0,7 \dots 1,2)d_b$, у большинства колес $\psi_{ст} = l_{ст} / d_b \leq 1$. В случае выбора шлицевого соединения колеса с валом $\psi_{ст} = 1,614 + 1,113\psi_l$, где $\psi_l = b_{шл} / l_{ст}$, причем $0,1 \leq \psi_l \leq 2,3$, $\psi_l = 0,387 + 0,604\psi_{шл}$. Длина шлиц $b_{шл}$ уточняется при проверочном расчете по критерию прочности шлиц на смятие или по критерию их износостойкости [32]. После подбора размеров шлиц по ГОСТу выявляется конструкция ступицы (рис. 10.9, в). Для центрирования высоконагруженных колес на валу предусматривают одну или две цилиндрические поверхности (пояски). При постоянных нагрузках в неподвижных соединениях используют посадки зубчатого колеса на вал типа

Н7/а6; Н7/к6, при циклических — Н7/р6; Н7/г6; Н7/с6. Для повышения надежности соединения допуски на размеры его элементов можно уменьшать.

При конструировании ступицы как подсистемы зубчатого колеса полезно произвести ее дальнейшую декомпозицию вплоть до поверхностей фасок, снимаемых с торцовых кромок, и переходной поверхности от ступицы к диску колеса (см. рис. 10.6). На чертеже общего вида допускаются упрощения и не все фаски могут быть показаны. Декомпозиция помогает сконцентрировать внимание на отдельных поверхностях ступицы при выборе их шероховатости, способа механической обработки и допусков на размеры ступицы, полнее удовлетворить прочностные, жесткостные и производственно-технологические требования к ступице.

Стадия 5. Конструирование обода и диска. На этой стадии выбираются толщины обода и диска, выявляется их форма в зависимости от требований прочности, жесткости, устранения концентраторов напряжений, выбранного способа получения заготовки (в зависимости от масштабов серийного производства). Для удовлетворения требований прочности и жесткости при минимальной массе толщины обода δ и диска s оцениваются по зависимостям: $2,3 \leq \psi_{об} = (d_a - D_1) / 2m \leq 6,8$; $0,1 \leq \psi_c = c/b_w \leq 0,3 \dots 0,5$ (по результатам доводочных испытаний δ может быть уменьшена для мало- и средненапряженных зубчатых колес). Испытания на усталостную прочность зубьев показывают, что при $\delta \geq 1,6m_n$ и $s \geq 1,6m_n$ (m_n — модуль в нормальном сечении зуба) толщины обода и диска не влияют на прочность зубьев. При выборе в указанных пределах $\psi_{об}$ и ψ_c оценка прочности зубчатого колеса сводится к проверке только прочности зуба, что и учитывает методика расчета зубчатых передач, изложенная в [32].

После оценки δ и s назначаются величина фасок обода в зависимости от диаметра кромок (по ГОСТу), радиусы перехода от диска к ободу и ступице ($R \geq 1$ мм), уклон поверхности у диска и ступицы при литье или штамповке (гл. 5).

Стадия 6. Графическое построение зубчатого колеса. Оно выполняется частично (без проработки обода и диска, отверстий в диске) на этапе разработки эскизного проекта и обязательно полностью на этапе разработки технического проекта на чертежах общего вида. На этих чертежах допускаются упрощения: не указываются часть фасок, радиусы перехода зуба в обод, диска в обод и ступицу, радиусы перехода пазами к центрирующим поясам, радиусы поднутрения у основания зубьев, если поднутрение введено для увеличения прочности, надежности и несущей способности зубчатого колеса

(рис. 10.9, з), условно изображаются шлицы. Для облегчения колес и удобства их транспортировки на этой стадии вводят отверстия в диске, если позволяют размеры колеса.

Стадия 7. Проверочные расчеты зубчатого колеса. Зуб проверяется на контактную выносливость рабочих поверхностей и выносливость по напряжениям изгиба [1,32]. Условия прочности $\sigma_H \leq \sigma_{Hр}$ и $\sigma_F \leq \sigma_{Fр}$ должны выполняться так, чтобы запас прочности был минимальным. Правильность учета при проверочных расчетах всех факторов, влияющих на усталостную прочность, вибропрочность, массу, жесткость, долговечность и надежность, проверяется после изготовления доводочными испытаниями [1]. По их результатам вносятся изменения в расчеты и чертежи.

Стадия 8. Оформление рабочего чертежа зубчатого колеса. К началу оформления рабочего чертежа по данным предшествующих стадий конструирования еще не все требования могут быть выполнены. На рабочем чертеже должны быть представлены результаты выполнения всего списка требований и указаны все данные, необходимые для изготовления и контроля качества зубчатого колеса (ГОСТ 1643-81). Поэтому оформление рабочего чертежа сопровождается окончательным поиском недостающих размеров, предельных отклонений всех размеров, биений поверхностей, формы цилиндрической поверхности (допуск на некруглость, нецилиндричность), шероховатости, способа получения заготовки и т.д. и формулировкой требований к цементации поверхностей.

Порядок выполнения некоторых требований из списка может быть делом вкуса конструктора. Но выполнение главных требований можно проверить, а остальные требования выполнить, если придерживаться примерно следующего порядка проверки, соответствующего принятым стадиям конструирования.

Требования прочности и жесткости при минимальной массе последовательно выполняются на стадиях 2—7, а оценка полноты их учета произведена на стадии 7. Требования реализованы в размерах всех элементов зубчатого колеса. Окончательная проверка этих требований производится при доводке механизма [1].

Требования функционирования выполняются при назначении степеней точности по нормам на кинематическую точность, плавность работы, контакт зубьев и боковой зазор j_n между соседними зубьями (см. декомпозицию надсистемы и анализ условий работы зубчатого колеса); при выполнении требований прочности и жесткости; при назначении предельных отклонений размеров, формы, биения и шероховатости поверхностей; при учете в ТЗ на механизм условий эксплуатационного

нагрузки и условий работы; при точной сборке, регулировке, достаточной смазке.

Одновременно с выполнением требований прочности и жесткости выполняется требование обеспечения заданной долговечности. При оценке допускаемого контактного напряжения σ_{Hr} на стадии 2 по стандартизированной методике [32] учитывается число циклов изменения контактных напряжений, а при проверке прочности зуба на изгиб — число циклов изменения напряжений изгиба, определенное расчетом по данным ТЗ на механизм (долговечность в часах или в циклах нагружения). При учете переменного режима нагружения (по нагрузке и времени) в ТЗ на курсовой проект задается эквивалентная долговечность при максимальной нагрузке. Таким образом, расчетные конструктивные параметры передачи (a_w) и зубчатых колес (d , d_a , b_w) соответствуют расчетной долговечности. Окончательное заключение о гарантийном ресурсе зубчатого колеса выносится после доводочных испытаний (наземных и летных). В процессе испытаний контролируется состояние поверхностей зубьев (появление следов разрушения или повреждения — риски, следов истирания, схватывания, заедания и т.д.) и производится измерение микротвердости и металлографический анализ [1].

Требование износостойкости реализуется за счет обеспечения высокой твердости рабочих поверхностей зубьев на стадии 2. Для зубчатых колес особо ответственных механизмов с $m \geq 2$ мм на рабочем чертеже указывается твердость цементуемой поверхности HRC ≥ 60 , сердцевина HRC 31 ... 41. Глубина цементованного слоя поверхности зуба должна назначаться в пределах $(0,2 \dots 0,3) m_n \geq 0,5$ мм.

Увеличение износостойкости зубьев достигается за счет повышения точности изготовления и чистоты поверхности, выбора способа и сорта смазки, использования надежных уплотнительных устройств, применения упрочнения методами ППД.

Требование устранения концентраторов напряжений выполняется на стадиях 2—8 и реализуется при изготовлении. На стадии 2 выбирается материал с низкой чувствительностью к концентрации напряжений. На стадиях 4—5 обеспечивается плавный переход зуба в обод, диска в обод и ступицу с радиусом $\geq 1,5$ мм. На стадии 7 при расчете зубьев на выносливость по напряжениям изгиба вводится коэффициент Y_s , учитывающий влияние размеров зуба (модуля m) на концентрацию напряжений у основания зуба [32]. На стадии 8 выполнение требования завершается введением фасок на наружных гранях и торцах зубьев и других элементов колеса, фланкирования зубьев, поднутрения у основания зубьев высоконапряженных колес [1].

Компоновочные требования выполняются после стадии 2 при разработке эскизного проекта механизма или компоновочного эскиза узла. При невозможности размещения опор соседних валов и агрегатов на корпусе коробки агрегатов, сборки механизма, удовлетворения требований к габаритам и массе механизма размеры передачи (межосевные расстояния, диаметры зубчатых колес, их ширина) могут изменяться с последующей проверкой на прочность.

Производственно-технологические требования начинают выполняться на стадии 2 за счет выбора материала зубчатого колеса с низкой чувствительностью к механической обработке, расчета нагрузки на зубья с учетом ожидаемых погрешностей изготовления и эксплуатационных деформаций [32]. На стадиях 4—8 учитываются способы формообразования заготовки, требования точности изготовления и шероховатости.

Требование точности изготовления выполняется с учетом величины окружной скорости в полюсе зацепления. Назначение допусков на размеры, предельных отклонений формы и биения поверхностей должно быть увязано с выбором степени точности по нормам на кинематическую точность, плавность работы и контакт зубьев (ГОСТ 1643-81). Для зубчатых колес средней нагруженности назначают степени точности 6-5-5B или 7-6-6B. При умеренных скоростях ($v \leq 17$ м/с) возможно назначение 7-й степени по трем нормам и сопряжение D (обозначается на чертеже 7-D). Для высокоресурсных и высоконапряженных передач назначается 5-я и даже 4-я степень точности по нормам плавности и контакта зубьев [1].

При увеличении окружной скорости от 2,5 до 100 м/с допустимое биение зубчатого венца, допуски на основной шаг и кинематическую точность должны уменьшаться в 3 раза. На рабочем чертеже зубчатого колеса указываются предельные отклонения диаметра вершин зубьев ($h_6 \dots h_9$), посадочных мест (см. стадию 4), других размеров (рис. 10.10).

Требования к шероховатости поверхностей зубчатого колеса учитываются при расчете зубьев на выносливость по напряжениям изгиба коэффициентом Y_R [32] и простановкой условных обозначений класса чистоты на рабочем чертеже. По рекомендациям ГОСТа шероховатость поверхностей зубьев $R_a \leq 0,63$ при 6-й и 7-й степенях точности, что требует шлифования, и $R_a \leq 0,32$ при 5-й и 4-й степенях точности по нормам плавности и контакта, что требует полирования. Шероховатость свободных поверхностей должна быть в пределах $R_a = 1,25 \dots 2,5$, что соответствует точению или необработанной поверхности после штамповки или точного литья.

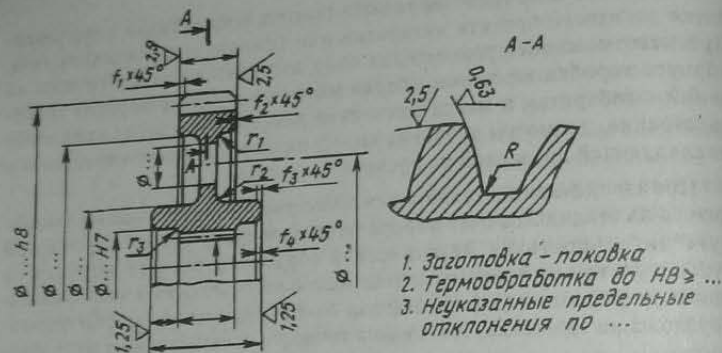


Рис. 10.10

Требование унификации обычно реализуется благодаря применению распространенных в авиакосмических ЛА зубчатых колес с эвольвентным профилем зуба и формой элементов (обод в виде тонкого кольца; диафрагма, соединяющая обод со ступицей, в виде диска; ступица в виде толстостенной втулки), выбору посадочных сопряжений, известных и стандартизованных типов соединения вал-ступица, конструктивных параметров и их точности (подробнее см. в разд. 4.2).

Требование стандартизации выполняется с помощью использования стандартных методик проектировочного (стадия 2) и проверочного (стадия 7) расчетов, подбора стандартного модуля, назначения стандартных степеней точности, допусков на размеры, отклонений формы и биения поверхностей, видов упрочнения материала и т.д. (см. разд. 3.2, 5.1).

Требование эксплуатационной надежности включает в себя требование прочностной надежности и функциональной надежности, но оно шире, так как содержит еще и требования правильного технического обслуживания, своевременного контроля состояния детали. Косвенный контроль надежности осуществляется обнаружением повышенной виброактивности элементов передачи, ее нагрева. Непосредственный контроль требует обеспечения подходов для осмотра зацепления зубьев (смотровые окна, съемные крышки).

При выполнении требований в процессе конструирования и проверки их реализации на рабочем чертеже зубчатого колеса можно рекомендовать постоянное обращение к списку недостатков прототипа. Это способствует улучшению конструкции, как бы предупреждает конструктора: «Не принимай первого пришедшего в голову решения, не при-

води к недостаткам свою конструкцию, сравни варианты решений». Характерным примером поспешности выбора конструктивного параметра может служить выбор толщины обода. Уменьшение толщины обода впадин между зубьями, внутренней поверхности зубьев, поверхности надежного зубчатого венца. Это может резко увеличить стоимость производства при незначительном выигрыше в массе. Сравнение вариантов толщины и соответствующей обработки (резание, шлифование, полирование), допусков на размеры и класса чистоты поверхностей помогает найти оптимальную толщину при приемлемой стоимости.

Надежность детали и изделия в целом зависит от учета факторов, влияющих на надежность на всех этапах создания механизма и действующих при эксплуатации [20]. Рассмотрим основные факторы, которые должны учитываться при расчете и конструировании зубчатых колес и механизма:

1. Выбор материала, способа его обработки и упрочнения. При выполнении требований к материалу его надежность повышается.

2. Метод расчета. Анализ связи детали и ее элементов с элементами надсистемы, видов разрушений и повреждений должен выявить наиболее напряженные элементы (см. разд. 10.1 «Декомпозиция надсистемы и установление связи детали с элементами надсистемы...») и помочь определить критерии расчета для них. Если расчет производится с учетом всех нагрузок (рабочих, вибрационных, инерционных) и распределения давления по длине контактной линии зубьев и сопряженным элементам соединения вал-ступица, то надежность повышается. Деформации и погрешности изготовления влияют на величину и распределение нагрузки в зонах силовой связи зубчатого колеса, но количественная оценка этого влияния является приближенной [1,32]. Поэтому важнейшим фактором является повышение точности.

3. Повышение точности. С уменьшением погрешностей изготовления их влияние на концентрацию удельной нагрузки на зуб уменьшаются (подробнее см. в [1, 32]).

4. Концентрация напряжений. Устранение или уменьшение ее в элементах зубчатого колеса повышает его надежность.

5. Предупреждение неисправностей. При проектировании механизма для предупреждения отрицательных последствий технического обслуживания надо сводить к минимуму регулировку зацеплений, индивидуальную смазку кинематических пар, предусматривать подходы для визуальной смазки кинематических пар, предусматривать муфты осмотра поверхностей зубьев, использовать предохранительные муфты для ограничения случайных перегрузок (между зубчатой передачей и

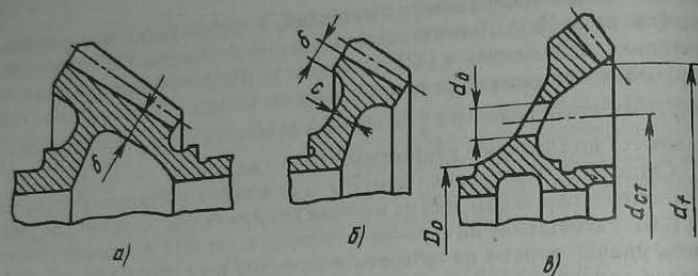


Рис. 10.11

диска c в пределах $\delta = (2 \dots 3) m_{te}$, $c = (0,15 \dots 0,3) b_w$. Высоконапряженные конические колеса, подвергаемые шлифованию, изготавливаются с поднутрением основания зуба. Для обеспечения изгибной прочности зубьев радиус поднутрения должен быть не менее $0,24 m_{te}$.

Для облегчения колес и возможности транспортировки в дисках предусматривают отверстия диаметром $d_0 \leq [d_f - (2\delta + d_{ct})] / 2$, равномерно размещенные по окружности диаметра $D_0 = d_f - (2\delta + d_0) / 2$.

В обеспечении прочности конических зубчатых колес важное значение имеют фаски. Конические передачи чрезвычайно чувствительны к изменению относительного положения зубчатых венцов сопряженных колес как вследствие силовых и тепловых деформаций элементов конструкции в процессе работы, так и при сборке и регулировке. Для авиационных передач с полыми тонкостенными валами и облегченными колесами, размещенных в тонкостенных корпусах, важнейшим требованием является локализация пятна контакта. Введение фасок на головках зубьев и по торцам ножек устраняет концентрацию напряжений по краям зубьев и смещает пятно контакта. Если при доводочных испытаниях получают пятно контакта овальной формы, оторванное от обоих концов зуба и его вершины, то это означает отсутствие концентрации нагрузки при работе под нагрузкой. Пятно контакта проверяется на контрольно-обкатном станке с помощью краски при работе в паре с ответным колесом. Парные колеса для передач подбираются по пятну контакта, маркируются и применяются совместно.

Фаски на головках зубьев у торцов (срезы части зуба) и по торцам зубьев должны быть сняты до термообработки. Эти фаски должны снимать больше материала, чем будет снято при шлифовании. После цементации и термообработки фаски по торцам зубьев не обрабатываются.

Концентрация нагрузки будет еще меньше, если вместо фасок произвести скругление по радиусу.

Снятие фаски или скругление по граням вдоль вершин зубьев должно производиться после шлифования. Величина катета или радиуса скругления — $0,2 \dots 0,3$ мм (в зависимости от величины модуля).

Для устранения концентрации напряжений нужно обеспечивать плавный переход от диска к ободу и ступице по радиусу не менее $1,5$ мм. Радиус перехода от обода к ступице у высоконагруженных колес вертолетных редукторов большого диаметра может быть соизмерим с шириной венца (рис. 10.11, в). Все фаски и скругления на зубьях, ободу и диске укладываются на рабочем чертеже конического зубчатого колеса.

Стадия 5. Конструирование ступицы зубчатого колеса. Силовые колеса большого диаметра должны иметь ступицы конической формы переменного сечения для увеличения прочности, жесткости и устойчивости на валу. Угол наклона ступицы выбирается с учетом направления результирующей радиальной и осевой сил, приложенных к зубу. Обычно пятно контакта у зубьев конических колес имеет тенденцию к смещению в сторону основания начального конуса. Поэтому ступица может быть смещена в ту же сторону.

Для обеспечения прочности, жесткости и устойчивости ступицы рекомендуется использовать соотношения $d_{ct} = (1,1 \dots 1,3) d_b$; $l_{ct} = (0,7 \dots 1,3) d_b$. При выборе шлицевого соединения длину шлиц можно оценить по зависимостям $b_{шл} = \psi_{шл} b_w$, $\psi_l = 0,387 + 0,604 \psi_{шл}$ при $\psi_l = b_w / l_{ct} = 0,7$. После проверки прочности шлицевого соединения по напряжениям смятия длина шлиц уточняется.

У высокоресурсных зубчатых колес дефектом является фреттинг-коррозия на посадочных поверхностях. Для предупреждения этого дефекта служит введение гарантированного натяга по посадочным поверхностям, в том числе по шлицам, увеличение точности изготовления посадочных поверхностей в ступице и на валу, увеличение твердости этих поверхностей (цементацией, хромированием), надежная осевая фиксация ступицы на валу. В некоторых случаях возможна проверка шлиц на износостойкость [40]. Посадки ступицы на вал рекомендованы в разд. 10.2.

Стадия 6. Графическое построение зубчатого колеса. Конические зубчатые колеса имеют более сложную конфигурацию, чем цилиндрические. Варианты конструкции элементов конического колеса должны прорисовываться на эскизных чертежах узла. Изменение формы диска приводит к изменению положения ступицы на валу, а это ведет к изменению компоновки узла (смещаются подшипники, уплотнения и другие детали) и нагрузок на подшипники. Размеры подшипников влияют на

размеры деталей опор и корпусных деталей (стаканов, крышек, гаек, стопорных шайб). Окончательный вариант конструкции конического колеса вычерчивается на этапе разработки технического проекта на чертеже общего вида с упрощениями (см. разд. 10.2, стадия 6).

Стадия 7. Проверочные расчеты зубчатого колеса. Из всех элементов конического зубчатого колеса проверяются на прочность зуб и рабов конического зубчатого колеса. Зуб проверяется на контактные грани шлиц или шпоночных пазов. Зуб проверяется на контактную выносливость рабочих поверхностей и на выносливость по напряжениям изгиба. В курсовом проекте проверочные расчеты производятся по методике, основы которой изложены в [32]. Шлицы или шпоночные пазы проверяются по напряжениям смятия [40].

Стадия 8. Оформление рабочего чертежа зубчатого колеса. На рабочем чертеже не допускаются графические упрощения и указываются все данные, необходимые для изготовления и контроля качества зубчатого колеса. Кроме того, указываются все поверхности, подвергаемые цементации, глубина слоя цементации, величина съема материала при шлифовании для каждой поверхности, твердость цементованных поверхностей и сердцевины зуба.

10.4. Конструирование элементов зубчатых волновых передач

Волновая передача основана на принципе преобразования параметров движения вследствие волнового деформирования одного из звеньев. Наиболее распространены передачи с гибким цилиндрическим колесом.

Достоинства волновой передачи (малые масса и габариты, высокие точность и КПД) делают целесообразным ее широкое использование на ЛА в механизмах с большим передаточным отношением $i \geq 80$ и устройствах с повышенными требованиями к герметичности и кинематической точности. Например, герметичная волновая передача успешно использовалась на американском луноходе LRV.

Волновая передача, изображенная на рис. 10.12, состоит из трех основных звеньев: генератора волн h , гибкого колеса g и жесткого колеса b . Зубчатый венец гибкого колеса деформируется генератором волн и входит в зацепление с центральным жестким колесом в зонах, расположенных у точек A и G . Гибкое колесо изготавливается в виде стакана с фланцем. Зубчатый венец на гибком колесе нарезан снаружи в середине стакана. Стенка стакана имеет малую толщину, что позволяет ему легко деформироваться при воздействии вставленного внутрь генератора волн. Двухволновой генератор состоит из водила с двумя роликами. Наружный размер генератора по оси AG (большая ось генератора) больше внутреннего диаметра цилиндра гибкого колеса на $2w_0$. При

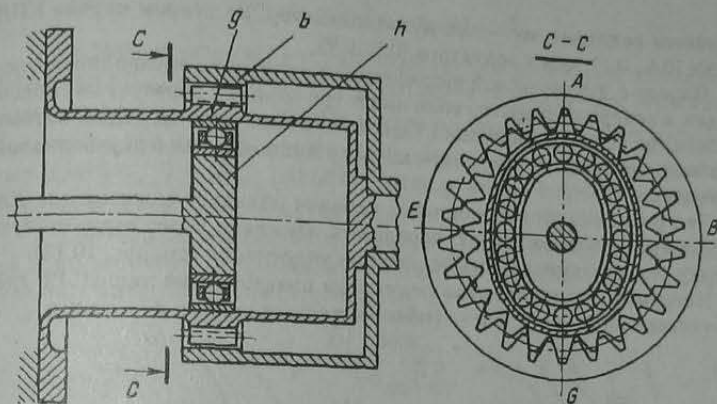


Рис. 10.12

установке генератора внутри гибкого колеса увеличивается делительный диаметр гибкого колеса по большой оси на величину

$$d_b - d_g = 2w_0,$$

где d_b , d_g — делительные диаметры жесткого и гибкого колес.

При вращении генератора волн происходит перемещение волны деформации по окружности гибкого колеса. Любая точка цилиндрической поверхности гибкого колеса перемещается и совершает у двухволновой передачи два колебания за один оборот генератора волн. При вращении генератора две волны бегут по окружности гибкого колеса независимо от скорости его вращения. В точках A и G зубья гибкого колеса зацепляются по всей рабочей высоте, а в точках B и E находятся на некотором расстоянии друг от друга. За один оборот генератора волн зоны зацепления зубьев также совершают один оборот, в результате чего происходит поворот одного колеса относительно другого на число угловых шагов, равное разности их чисел зубьев.

Если три основных звена волновой зубчатой передачи вращаются, то она имеет две степени свободы и называется дифференциальным механизмом. Чаще используются волновые передачи, в которых одно из основных звеньев (гибкое или жесткое колесо) остановлено, в этом случае механизм имеет одну степень свободы. Если ведущим является генератор волн, то механизм работает как редуктор, а если генератор

является ведомым, то — как мультипликатор. Во втором случае КПД ниже (0,6...0,7), чем у редуктора (0,8...0,9).

Наряду с двухволновой разработаны конструкции трехволновых передач, в которых генератор волн имеет три ролика и образует на гибком колесе три волны деформации. Однако они применяются редко, потому что напряжения изгиба в гибком колесе у них выше, чем в двухволновой передаче.

Ряд разновидностей волновых передач обладает важным для ЛА свойством — возможностью передавать движение через герметичную стенку без дополнительных подвижных уплотнений (см. рис. 10.12).

Негерметичные волновые редукторы приведены на рис. 10.13, где h — генератор волн, g и b — гибкое и жесткое колеса, p — стакан.

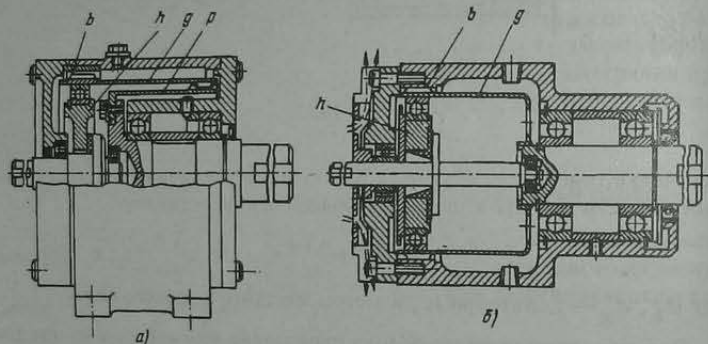


Рис. 10.13

После выбора волнового редуктора в качестве объекта проектирования до начала разработки конструкции проводят расчет основных параметров. Кратко рассмотрим порядок расчета для герметичной волновой передачи (гибкое колесо неподвижно), когда заданы n_h, n_b, T_h (n_h, n_b — частоты вращения генератора и жесткого колеса, T_h — вращающий момент генератора).

1. Определяем передаточное отношение волновой передачи

$$i_{hb}^g = \frac{n_h}{n_b}$$

2. Задаваясь числом волн $U=2$ при коэффициенте кратности $k=1$, находим число зубьев гибкого z_g и жесткого z_b колес:

$$z_b = 2i_{hb}^g, \quad z_g = z_b - 2.$$

3. Выбираем материал и термообработку зубчатых колес, а также определяем $[\sigma_{см}]$ — допускаемое напряжение смятия зубьев, МПа. Рекомендуется $[\sigma_{см}] = 10 \dots 30$ МПа для стальных зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев $HV \approx 300$ быстроходных и среднескоростных передач; $[\sigma_{см}] = 60 \dots 100$ МПа — для режимов с кратковременными перегрузками и тихоходных передач.

4. Диаметр делительной окружности зубчатого венца гибкого колеса приближенно определяем из условий обеспечения прочности рабочих поверхностей зубьев на смятие:

$$\tilde{d}_g = \sqrt[3]{\frac{10 T_b}{[\sigma_{см}] \psi_d}} \text{ мм},$$

где T_b — расчетный вращающий момент на жестком колесе; $\psi_d = \frac{b_g}{d_g}$ — коэффициент ширины зубчатого венца. Рекомендуется принимать значения $\psi_d = 0,1 \dots 0,3$ (меньшие значения для малых i и малонагруженных передач).

Расчетный крутящий момент на жестком колесе

$$T_b = K_d i_{hb}^g T_h \eta \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Здесь η — КПД волновой передачи; K_d — коэффициент динамичности внешней нагрузки.

По приведенной формуле определяется наименьший допустимый диаметр $\tilde{d}_g$, который при конструировании в случае необходимости можно увеличивать.

5. Определяем модуль

$$\tilde{m} = \frac{\tilde{d}_g}{z_g}$$

и выбираем ближайшее значение стандартного модуля m из таблицы:

1-й ряд — 0,2 0,25 0,3 0,4 0,5 0,6 0,8 1

2-й ряд — 0,22 0,28 0,35 0,45 0,55 0,7 0,9

Если используется кулачковый генератор волн, то d_g должен соответствовать наружному диаметру D гибкого колеса. В этом случае полагают $d_g = D$, а затем определяют число зубьев гибкого колеса $\tilde{z}_g = D/m$ и округляют полученную величину до целого числа z_g .

6. Выбираем основные геометрические параметры зацепления: углы $\gamma = 20 \dots 40^\circ$ для дискового генератора волн или $\beta = 25 \dots 30^\circ$ для кулачкового. Задаем в соответствии с рекомендациями при $k=1$ и $w_0 = (1,05 \dots 1,2) m$ коэффициент смещения $x_g = 3 \dots 4$, высоту зубьев $h_g = (1,5 \dots 1,8) m$, глубину захода $h_d = (1,3 \dots 1,5) m$, толщину стенки гибкого колеса $h_1 = (0,005 \dots 0,015) d_g$.

7. Определяем параметры геометрии зубчатого венца: коэффициент смещения жесткого колеса x_b , диаметры окружностей впадин гибкого и жесткого колес d_{fg} , d_{fb} , диаметры окружностей вершин зубьев d_{dg} , d_{db} , ширину зубчатого венца b_g , b_b ; геометрические параметры конструкции: длину стакана $2l$, для дискового генератора — радиус R и толщину b диска, эксцентриситет e , а для кулачкового — профиль кулачка.

Подробно расчет изложен в книгах [16, 32].

После определения геометрических характеристик нужно перейти к конструированию волнового редуктора.

Для создания совершенной конструкции целесообразно вначале провести анализ структуры волновой передачи с использованием системного подхода.

Рассмотрим надсистему, в которую входят звенья зубчатых волновых передач. Надсистемой является зубчатый волновой редуктор (см. рис. 10.13). Его назначение — преобразование параметров движения (частоты вращения n и вращающего момента T) с помощью волнового деформирования одного из звеньев механизма (гибкого колеса g). Передаточное число при одной ступени равно $80 \dots 300$.

Требования к волновым механизмам аналогичны изложенным в разд. 10.1.

Эксплуатационные требования связаны с обеспечением работоспособности передачи при ее функционировании, что определяется в первую очередь надежностью, массой, КПД, точностью. У большинства волновых передач по сравнению с планетарными масса редуктора примерно в 2 раза меньше, объем — в 3 раза, а стоимость — в 2 раза [16]. Еще больше преимущества волновой передачи по сравнению с многоступенчатой цилиндрической передачей.

КПД волновой передачи лежит в пределах $0,8 \dots 0,9$, что приближается к КПД планетарной.

Высокая точность на выходе волновой передачи достигается благодаря большому числу зубьев ($20 \dots 40\%$), находящихся в зацеплении и наличию нескольких зон зацепления. Возможна кинематическая погрешность не более $0,5 \dots 1$ мин.

228

Основными причинами выхода из строя волновых передач, связанными с прочностью их элементов, являются усталостные разрушения: гибких колес в передачах с $u \leq 100$; гибких подшипников кулачковых генераторов волн; подшипников качения других генераторов волн при $u > 100$ (u — передаточное число).

Требование по жесткости генератора и жесткого колеса связано с тем, что жесткость оказывает влияние на зацепление зубьев под нагрузкой, сопровождаемое изменением взаимного положения зубьев. В результате может возникнуть интерференция. При малых жесткостях генератора и жесткого колеса также возможно проскакивание, которое приводит к тому, что движение не передается ведомому колесу.

Рассмотрим диаграмму взаимного расположения зубьев в волновой передаче (рис. 10.14), где относительно зуба жесткого колеса b показано три положения зуба гибкого колеса g при различных углах поворота генератора (положение 3: $\varphi = 0$, положение 2: $0 \leq \varphi \leq 90^\circ$, положение 1: $\varphi = 90^\circ$; φ — угол поворота генератора волн относительно оси AG , см. рис. 10.12). Из диаграммы видно, что в положении 2 происходит интерференция, зубья гибкого и жесткого колес упираются друг в друга по поверхностям вершин, а генератор волн сжимается. Жесткое колесо деформируется в радиальном направлении, что приводит к проскакиванию зубьев, т.е. нарушается зацепление. Это может также вызвать разрушение деталей передачи, поэтому интерференция не допускается.

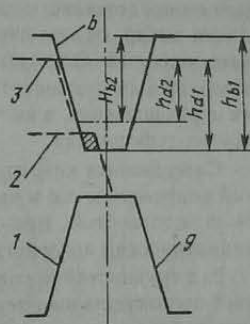


Рис. 10.14

Устранение интерференции можно осуществить путем уменьшения высоты зуба. Так, на диаграмме после уменьшения высоты зуба жесткого колеса с h_{b1} до h_{b2} интерференция не наблюдается. Одновременно с уменьшением высоты зуба уменьшается глубина захода с h_{d1} до h_{d2} . Это нежелательно, так как при малой величине h_d возможно проскакивание зубьев передачи под нагрузкой.

Для устранения интерференции выгоднее уменьшать высоту зуба гибкого колеса при одновременном увеличении ширины впадины (рис. 10.15: a — немодифицированные зубья, b — модифицированные зубья с широкой впадиной).

Модифицированные зубья называются зубьями с широкой впадиной, при этом зубья жесткого колеса имеют только ножки, а гибкого —

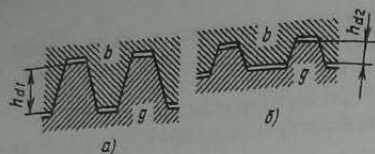


Рис. 10.15

только головки. Высота зуба уменьшается на $(0,5 \dots 1) m$, $h_{a2} \approx m$. Положительный эффект от такой модификации зубьев заключается в том, что увеличивается гибкость и снижается уровень нагрузок от изгиба гибкого колеса, однако

увеличивается возможность проскакивания зубьев.

Износ рабочих поверхностей зубьев при достаточной твердости и смазке незначителен и практически не ограничивает долговечность, но снижает точность передачи. Однако при возникновении интерференции он представляет опасность. Во избежание этого параметры зацепления выбирают так, чтобы в ненагруженном состоянии в зацеплении находилось 15...20% зубьев. Между остальными зубьями должен быть зазор. При нагружении число зубьев в зацеплении увеличивается из-за их перекашивания, а на гибком колесе — от закручивания оболочки и других деформаций.

Совершенная конструкция волновой передачи обладает достаточной долговечностью и надежностью, которые обеспечиваются прочностью, жесткостью, износостойкостью, стойкостью к механическим и климатическим воздействиям ее элементов.

Ряд трудностей использования волновых передач связан с реализацией производственно-технологических требований. Так, сложно изготовить гибкое колесо, обладающее большой податливостью, и генератор волн из-за необходимости использовать для этого специальную оснастку.

Произведем декомпозицию волнового редуктора (см. рис. 10.13, а). В надсистему (редуктор) входят:

а) передающие вращающий момент генератор волн h , гибкое колесо g , жесткое колесо b , выходной вал и стакан p , соединяющий гибкое колесо с выходным валом;

б) базирующие детали и сборочные единицы — корпус, крышки, подшипники;

в) другие детали — соединения, втулки и т.д.

Следует отметить компактность рассматриваемой конструкции волнового редуктора (см. рис. 10.13, а), которая имеет малые осевые размеры. В большинстве волновых редукторов отсутствует стакан p , а гибкое колесо непосредственно соединяется с выходным валом. Тогда два опорных подшипника сдвигаются вправо и габаритный размер вдоль оси существенно увеличивается. Такая конструкция волнового редуктора с охлаждающим вентилятором приведена на рис. 10.13, б.

Далее подробно рассмотрим лишь характерные для волновых редукторов элементы — генератор волн, гибкое и жесткое колеса.

Генератор волн. Назначение — передача вращающего момента к гибкому колесу путем его деформирования, что может осуществляться роликами, дисками, кулачками. Генератор также воспринимает действующие на него нагрузки. Радиальное перемещение гибкого колеса от давления генератора осуществляется так, что оно прижимается к жесткому колесу и их зубья входят в зацепление. Это приводит к тому, что при вращении генератора волна деформации бежит по окружности гибкого колеса. В результате взаимодействия зубьев при деформации осуществляется передача вращающего момента от генератора волн к гибкому колесу.

Выбор конструкции генератора связан с формой гибкого колеса при деформации. Различают генератор с двумя роликами (рис. 10.16, а), генератор с четырьмя роликами (рис. 10.16, б), дисковый генератор (рис. 10.16, в), кулачковый генератор (рис. 10.16, г).

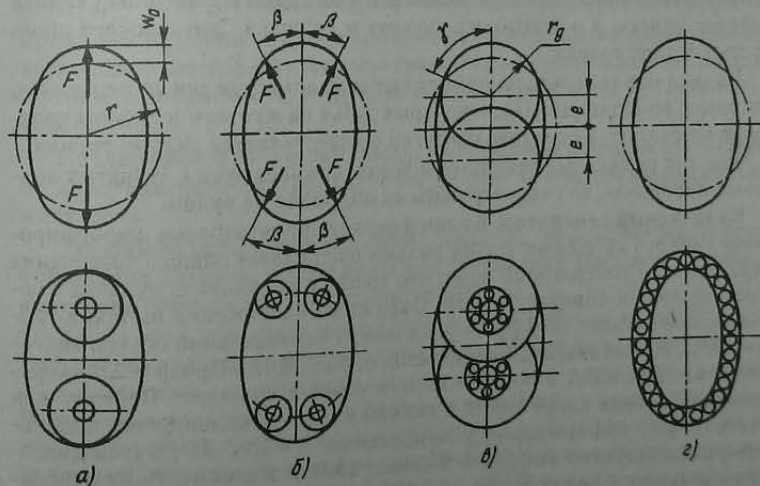


Рис. 10.16

Установленные на генераторе волн ролики, диски, подшипники предназначены для уменьшения трения путем замены трения скольжения на трение качения, что приводит к снижению износа в местах контакта с гибким колесом.

Проведем анализ того, насколько различные генераторы обеспечивают заданную форму деформации.

По характеру деформации гибкого колеса, вызываемой генератором волн, различают свободную и принудительную деформации. При принудительной деформации ее форма определяется профилем кулачка или диска генератора волн на участках их контакта с гибким колесом. При действии нагрузок, возникающих в зоне зацепления, форма деформации на этих участках изменяется мало. Свободная деформация происходит на тех участках, где перемещение гибкого колеса не ограничено. Поэтому при действии нагрузки первоначальная форма деформации наиболее распространены формы деформации гибкого колеса под действием двух или четырех сил, по дугам окружностей или контуру кулачка.

Роликовый генератор со свободной деформацией на участках между роликами не обеспечивает под нагрузкой сохранение гибким колесом первоначально заданной формы. В зоне закатывающимся роликом контакт осуществляется по всей высоте зуба, а перед роликом имеется резкое изменение заданной кривизны цилиндрической поверхности гибкого колеса, а в некоторых случаях и ее знака. Это снижает прочность гибкого колеса.

Роликовые генераторы применяют в малонагруженных передачах, например во фрикционных, в которых зубья на жестком и гибком колесах отсутствуют, а передача нагрузки осуществляется силами трения.

Так как роликовые генераторы редко применяются в зубчатых волновых передачах, то рассматривать их подробно не будем.

Кулачковый генератор. В нашей стране принята форма деформирования гибкого колеса четырьмя силами в передачах общего назначения с кулачковым генератором волн, что требует выполнения кулачка с соответствующей конфигурацией. Окружные напряжения изгиба в гибком колесе зависят от β (β — угол между вертикальной осью и вектором силы F , вызывающей деформацию, рис. 10.16). При $\beta = 25^\circ$ напряжения минимальны, а при $\beta > 35^\circ$ они резко возрастают. Поэтому для снижения уровня напряжений в гибком колесе рекомендуется использовать форму деформации с углом, равным $\beta = 25 \dots 35^\circ$. В этом диапазоне рекомендуется выбирать β (табл. 10.1) в зависимости от передаточного числа u из условий минимума напряжений в гибком колесе и обеспечения достаточно большого числа зубьев, находящихся в одно-временном зацеплении.

Таблица 10.1

u	60 ... 100	100 ... 130	130
β	25°	30°	35°

Угол β учитывают при определении геометрии профиля кулачка. Кулачковый генератор состоит из втулки 1, резинового кольца 2, кулачка 3 и закрепленного на нем гибкого подшипника (рис. 10.17). Кулачковый генератор лучше других сохраняет форму деформации гибкого колеса под нагрузкой, его подшипник — специальный, с меньшей толщиной колец и особой конструкцией сепаратора.

Форма профиля кулачка должна быть эквидистантной к заданной форме деформации гибкого колеса. При определении формы профиля кулачка нужно учитывать величину зазора в размерной цепи кулачок-гибкое колесо.

Проанализируем, как выполняются требования, связанные с прочностью и жесткостью.

Гибкий подшипник (ГОСТ 23179-78) устанавливается на кулачок, диаметральные размеры которого выполняют с полем допуска j_6 . Соприжение наружного кольца подшипника с внутренним диаметром гибкого колеса рекомендуется выполнять с полем допуска гибкого колеса $H7$. Все это способствует уменьшению зазора в цепи кулачок-гибкое колесо.

Исключение или максимальное уменьшение деформации кулачка от действия нагрузки достигается за счет его высокой радиальной жесткости.

Указанные мероприятия, направленные на повышение жесткости и устранение люфтов, необходимы для сохранения заданной формы деформации гибкого колеса в процессе работы.

Кроме того, для уравнивания действующих на кулачок сил жесткостью его крепления в радиальном направлении на валу должна быть малой. Иногда делают соединение генератора с валом плавающим. Плавающее соединение генератора с валом или обеспечение малой жесткости достигается с помощью упругих элементов из резины или шлицевых, шарнирных и других соединений. У кулачкового генератора плавающая установка кулачка 3 (см. рис. 10.17) реализуется с помощью резинового кольца 2, которое методом вулканизации или клеем соединяют со втулкой 1, установленной на валу.

В такой конструкции нагрузка распределяется равномерно между зонами зацепления, а на валы и опоры действуют малые нагрузки. При глухом соединении вала с кулачком очень высокие требования предъявляются к точности изготовления.

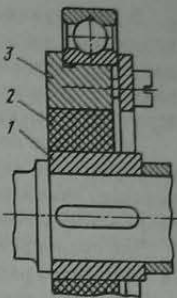


Рис. 10.17

В конструкции кулачкового генератора волн звеном, наиболее подверженным усталостному разрушению, является гибкий подшипник, наружное кольцо которого подвергается знакопеременному нагружению при вращении кулачка. Кроме того, возможно выкрашивание поверхностей тел качения и беговых дорожек гибкого подшипника.

При износе подшипника в процессе раскатывания или усталостном выкрашивании дорожек кольца увеличиваются радиальные зазоры, что вызывает изменение формы гибкого колеса, сопровождающееся ростом напряжений в гибком колесе.

Для предупреждения износа и усталостного разрушения подшипника проводится расчет его долговечности при действующей нагрузке.

Возможны также поломки при перегрузках, связанные с интерференцией зубьев, что требует проведения расчетов, определяющих такие параметры зацепления, которые исключают ее возникновение.

Дисковый генератор волн состоит из следующих основных деталей: дисков, подшипников, втулок, шпонок и вала.

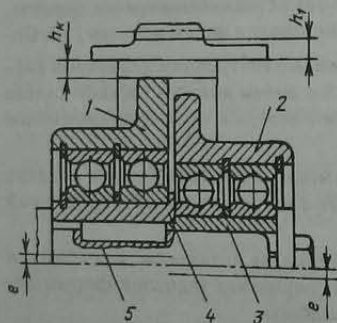


Рис. 10.18

Диск имеет ступицу для установки подшипников и элементы для их крепления (канавки под пружинные упорные кольца, ограничивающие осевое перемещение).

На рис. 10.18 приведена конструкция дискового генератора волн. Диски 1 и 2 генератора установлены на втулках 3 и 4, внутренние отверстия которых имеют эксцентриситет e по отношению к оси наружной поверхности. Втулки 3 и 4 рекомендуется обрабатывать как одну деталь с одним эксцентриситетом и общим шпоночным пазом, а затем разрезать на

две части и при сборке поворачивать одну относительно другой на 180° . Аналогично вместо шпоночного соединения втулок 3, 4 с валом 5 можно использовать шлицевые с четным числом зубьев.

В волновых передачах с дисковым генератором для предохранения гибкого колеса от раскатывания часто устанавливают стальное подкладное кольцо толщиной $h_k = 1,5h_1$ (h_1 — толщина гибкого колеса). Кольцо изготавливают из стали ШХ15 или другой с твердостью HRC 50 ... 58. Твердость рабочей поверхности стальных дисков HRC 48 ... 50.

Конструкция дискового генератора волн проще, чем кулачкового: в ней нет специальных подшипников и кулачков со сложным профилем. Поэтому дисковый генератор предпочтительнее при индивидуальном и мелкосерийном производстве. Однако при специализированном массовом производстве кулачковый генератор изготавливать проще и дешевле.

При расчете подшипника на долговечность следует учитывать действующие на него силы: $F_r = 0,6 T/d$, $F_a = 0,1 F_r$; $K_b = 1,1$ — для кулачковых генераторов, $K_b = 1,3$ — для дисковых генераторов (T — вращающий момент на тихоходном валу при $V = 1,2$).

Обычно принимают $\frac{e}{w_0} = 3 \dots 3,6$ (меньше значения для малых i).

Втулки с эксцентричным отверстием для вала при вращении вызывают планетарное движение дисков, что приводит к бегущей волне на поверхности гибкого колеса. Эксцентриситет e втулки вместе с наружной поверхностью диска определяет форму деформации гибкого колеса.

У дискового генератора деформирование гибкого колеса по дугам окружности происходит у большей оси генератора. Гибкое колесо получает опору по всей зоне зацепления, что способствует сохранению формы деформации под нагрузкой. Для каждой зоны контакта длина дуги соответствует углу 2γ (см. рис. 10.16, а). Минимальный уровень окружных напряжений изгиба на гибком колесе достигается при угле $\gamma = 20 \dots 40^\circ$.

Учитывая величину γ , определяют радиус диска и эксцентриситет. Проведя сравнительный анализ конструкции, составим список возможных недостатков и критериев развития для различных генераторов волн (табл. 10.2). Цифры в графе недостатков говорят о том, что соответствующие недостатки роликового генератора присущи и дисковому.

Гибкое колесо. Назначение гибкого колеса — участвовать в преобразовании параметров движения (частоты вращения и вращающего момента) при воздействии на зубчатый венец бегущей волны и воспринимать возникающие при этом нагрузки. Изменение параметров движения связано с разным числом зубьев гибкого и жесткого колес. За один оборот генератора происходит последовательно взаимодействие зубьев по всему периметру гибкого колеса и возникает относительное движение (поворот) на число угловых шагов, равное разности чисел зубьев.

Проведя декомпозицию конструкции гибкого колеса для герметичных передач, определяем следующие элементы (подсистемы): стакан, зубчатый венец и фланец для неподвижного закрепления.

Конструкция генератора	Недостатки	Критерий развития	Улучшенные показатели качества	Конструктивные мероприятия
Роликовая	1. Наличие участков со свободной деформацией	Совершенствование конструкции	Увеличение нагрузки	Введение подкладочного кольца или переход к более совершенной конструкции
	2. Раскатывание гибкого колеса	Совершенствование конструкции	Увеличение долговечности	Использование подкладочного кольца
	3. Необходимость изготовления с высокой точностью роликов и их расположение	Совершенствование технологии	Улучшение качества передачи	—
	4. Недостаточная жесткость в радиальном направлении	Изменение конструкции и использование материала с более высокой удельной жесткостью	Увеличение жесткости	Изменение конструкции для устранения зазоров и уменьшения упругой деформации
	5. Большая масса	Использование материала с более высокой удельной прочностью и обеспечение более равномерного распределения нагрузок	Снижение массы	Создание равнопрочной конструкции по всей цепи в ненагруженных элементах
Дисковая	6. Низкая крутильная жесткость, приводящая к колебаниям	Увеличение жесткости. Введение дополнительных систем	Уменьшение динамических нагрузок	Изменение конструкции, установка демпфирующих устройств
	1. Неблагоприятная форма деформации 2-6 — как у роликовой	Совершенствование конструкции	Увеличение нагрузки	Переход к более совершенной конструкции
Кулачковая	1. Большая инерционность	Совершенствование конструкции	Улучшение динамических характеристик	Переход к другому типу конструкции
	2. Высокая точность контура кулачка	Совершенствование технологии	Улучшение качества передачи	—

Стакан должен иметь тонкую стенку, обеспечивающую его радиальное перемещение $w_0 = (1,05 \dots 1,2) m$, соизмеримое с толщиной цилиндра.

При установке генератора волн внутри гибкого колеса оно деформируется и в нем возникают окружные напряжения σ_t . При работе гибкое колесо подвергается циклическому нагружению при деформации его цилиндрической части и от сил в зацеплении. При этом уровень окружных напряжений σ_t от изгиба гибкого колеса и напряжений растяжения σ_p от сил в зацеплении достаточно высок.

Одновременно это колесо подвергается нагружению крутящим моментом, который вызывает касательные напряжения τ_k . Кроме того, имеется концентрация напряжений на зубчатом венце. Из изложенного следует, что гибкое колесо является одним из слабых звеньев волновой передачи. При проектировании необходимо проводить его проверочный расчет на прочность.

Нужно также отметить, что гибкое колесо имеет малую крутильную жесткость.

В рассматриваемой конструкции (рис. 10.19, а и 10.20, б) радиальная деформация и осевая деформация гибкого колеса ограничиваются по краям с одной стороны фланцем, а с другой — днищем, что оказывает влияние на напряженное состояние. Для снижения влияния краевого эффекта и соответственно снижения уровня напряжений увеличивают длину участков l (рекомендуется $l \geq (1 \dots 1,25) D$) и уменьшают жесткость переходных участков от цилиндра к фланцу и днищу. Обычно они делаются такой же толщины, как и стенка цилиндрической части гибкого колеса, и снабжаются отверстиями в негерметичных передачах.

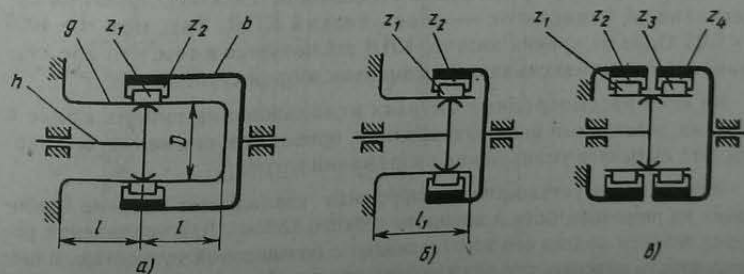


Рис. 10.19

Так как фланец препятствует деформации торцового сечения оболочки, это увеличивает напряжения, и поэтому нельзя уменьшать длину цилиндра от заделки до зубчатого венца. Этот эффект уменьшается в случае тонкостенного кольцевого участка при переходе от фланца к цилиндру. Свободный край у днища не накладывает таких ограничений на осевые перемещения, следовательно, этот цилиндрический участок можно несколько уменьшить (до $\sim 0,7D$).

В негерметичных волновых передачах правая часть стакана не нужна, поэтому переходят к схемам, приведенным на рис. 10.19,б и 10.20,а. Здесь полную длину гибкого колеса определяют из выражения $l_1 = (0,7 \dots 1) D$. Поясок с диаметром d и шириной a выполняют для уменьшения концентрации напряжений на торцах зубчатого венца (рис. 10.20,а). Жесткость крепления стакана также можно уменьшить, заменяя фланцевое соединение шлицевым (рис. 10.20,в,г), что также приводит к снижению уровня напряжений и возможности уменьшения длины l_1 .

В негерметичных волновых передачах возможно дальнейшее уменьшение длины при использовании гибкого колеса в виде короткого цилиндра (кольца). Схема такой волновой передачи приведена на рис. 10.19,в. Гибкое колесо сконструировано в виде кольца с двумя зубчатыми венцами. При $z_1 = z_2$ и $z_4 > z_3$ эта передача имеет такую же кинематику, как и две другие, приведенные на рис. 10.19 и 10.20,в,г, но ее КПД снижается на 20...25% и уменьшается примерно вдвое допускаемый крутящий момент на тихоходном валу.

При $z_2 > z_1$ и $z_4 > z_3$ получаем двухступенчатую волновую передачу с максимальным передаточным отношением $i = 3000 \dots 8000$. Ее существенный недостаток — очень низкий КПД. Так, при $i > 4000$ $\eta < 0,05$. Одна из причин низкого КПД заключается в том, что обе ступени нагружены максимальным моментом второй ступени.

Во всех рассмотренных случаях использование гибких колес с зубьями, имеющими широкую впадину, приводит к снижению жесткости, что вызывает уменьшение напряжений изгиба.

Возможность усталостного разрушения накладывает высокие требования на шероховатость и точность гибкого колеса. Для увеличения ресурса гибкого колеса его изготавливают с повышенной точностью, а шероховатость поверхности должна быть не ниже $R_a = 2,5$. На основные размеры устанавливают допуски по 6—8-му качеству, а нецилиндричность и несоосность цилиндрической поверхности должны быть не более 0,01...0,05 мм. Степень точности зубчатых колес — не ниже 7-й.

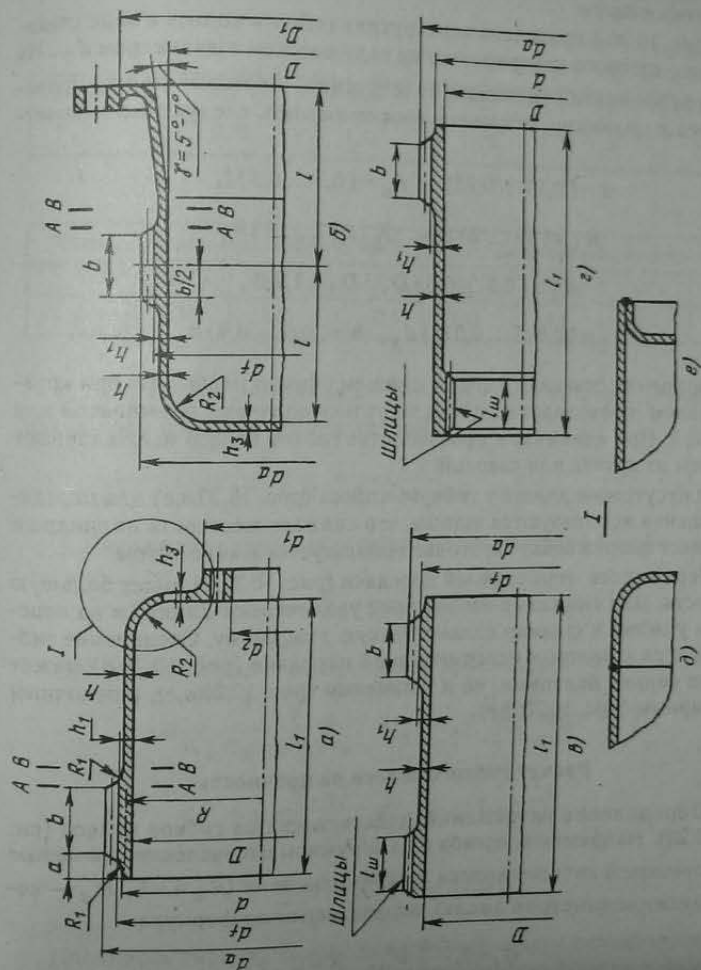


Рис. 10.20

Для увеличения усталостной прочности и уменьшения износа производят упрочнение поверхности зубьев дробеструйной обработкой или азотированием.

На рис. 10.20,а приведена конструкция гибкого колеса в виде стакана, дна которого центрируется на валу пояском с диаметром d_2 . На выносном элементе I показаны конструкции, в которых днища привариваются к цилиндру. Рекомендуется применять следующие параметры:

$$a = (0,15 \dots 0,25) b, \quad l_{\text{ш}} = (0,3 \dots 0,5) l,$$

$$R_1 = (10 \dots 20) m, \quad R_2 \geq (2 \dots 3) h,$$

$$d_1 \leq (0,5 \dots 0,6) D, \quad D_1 \geq 1,7 D,$$

$$h_1 = (0,005 \dots 0,015) d_g, \quad h = (0,6 \dots 0,9) h_1.$$

Исполнение стакана с гибким днищем обычно реализуют при крупносерийном производстве, когда заготовку получают штамповкой или раскаткой. При единичном производстве гибкое колесо изготавливают точением из прутка или сваркой.

При отсутствии днища у гибкого колеса (рис. 10.20,в,г) для передачи вращения используются шлицы, что снижает жесткость цилиндра и уменьшает напряжения. Заготовка используется в виде трубы.

Гибкое колесо герметичной передачи (рис. 10.20,б) имеет большую жесткость. Для снижения напряжений увеличивают длину l и на переходном участке к фланцу делают тонкую диафрагму. Соединение гибкого колеса с валом в негерметичной передаче (рис. 10.20,а) может быть не только болтовым, но и шлицевым (рис. 10.20,в,г), шпоночным или сварным (рис. 10.20,д,е).

Расчет гибкого колеса на прочность

1. Определение напряжений, действующих на гибкое колесо (см. рис. 10.20). Напряжения изгиба σ_t в окружном направлении, связанные с деформацией гибкого колеса генератором воли ($R_\sigma = -1$, R_σ — коэффициент асимметрии цикла), определяются по формуле

$$\sigma_t = K \frac{E h}{R^2} w_0, \quad K = C_\sigma Y_z,$$

где $Y_z = 1,26 \dots 2,35$ — коэффициент, учитывающий влияние зубчатого венца на прочность гибкого колеса (табл. 10.3), C_σ — коэффициент,

величина которого зависит от формы деформации. При деформировании по форме $w = w_0 \cos 2\varphi$ коэффициент $C_\sigma = 1,5$ (табл. 10.4).

Таблица 10.3

h_1/m	1	1,5	2	2,5	3
Y_z	2,35	1,85	1,52	1,36	1,26

Таблица 10.4

Коэффициент	Кулачковый генератор при β			Дисковый генератор при γ			
	25°	30°	35°	20°	30°	40°	50°
C_σ	1,45	1,55	2	1,41	1,4	1,51	1,72

2. Напряжения растяжения σ_p от окружных сил в зацеплении имеют максимум у большой оси генератора:

$$\sigma_p = \frac{0,9 T}{D b_g h}.$$

3. Напряжения кручения в передаче без реверса ($R_\tau = 0$)

$$\tau_k = \frac{T}{2 \pi R^2 h}.$$

Проверочный расчет на прочность выполняется по формулам:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1N}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad \sigma_a = \sigma_t + \frac{\sigma_p}{2}, \quad \sigma_m = \frac{\sigma_p}{2},$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1N}}{K_\tau \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad \tau_a = \tau_t = \frac{\tau_k}{2},$$

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n].$$

Прочность гибкого колеса проверяется в двух сечениях: А—А на краю зубчатого венца и В—В на цилиндрической части стакана (см. рис. 10.20).

Для сечения А—А принимают $K_\sigma = 1,8 \dots 2$, $K_\tau = (0,7 \dots 0,8) K_\sigma$, $\psi_\sigma = 0,15$, $\psi_\tau = 0,1$, $h = h_1$.

Для сечения $B-B$ ($\sigma_p = 0$) принимают $K_\sigma = K_\tau = 1$, $\psi_\sigma = 0,15$, $\psi_\tau = 0,1$, $Y_z = 1$.

Из формул видно, что с увеличением h напряжения σ_t увеличиваются, а σ_p и τ_k уменьшаются. Поэтому есть оптимальная толщина стенки h , которая обеспечивает максимальный запас прочности $n_{\max}$.

Для определения оптимального значения h , и строят график зависимости n от h . Из графика можно определить оптимальную толщину h , при которой получаем $n_{\max}$.

Жесткое колесо. Жесткие колеса волновых передач имеют конструкцию, аналогичную конструкциям колес с внутренними зубьями цилиндрических и планетарных передач. Соединение жесткого колеса с корпусом осуществляется по посадке $\frac{H7}{j_s 6}$ с дополнительной фиксацией штифтами или винтами.

Ширину зубчатого венца у жесткого колеса делают на 2...4 мм больше, чем у гибкого. Толщину жесткого колеса выбирают так, чтобы его максимальное радиальное перемещение под нагрузкой от сил в зацеплении удовлетворяло неравенству

$$w_{0b} \leq (0,05 \dots 0,02) w_0,$$

что обеспечивается при толщине стенки

$$h = (0,17 \dots 0,18) D.$$

Остальные требования к жестким колесам такие же, как и для других зубчатых колес (разд. 10.1)

Материал гибкого и жесткого колес. Тяжелонагруженные гибкие колеса при малых i и $[\sigma_{\text{см}}] \geq 20$ МПа изготавливают из конструкционных сталей с повышенной вязкостью 40ХНМА, 38МЮА. Они менее чувствительны к концентрации напряжений.

Средне- и легконагруженные гибкие колеса ($i > 100$, $[\sigma_{\text{см}}] < 20$ МПа) общего назначения изготавливают из более дешевых сталей 30ХГСА и 30ХМА.

Гибкие колеса подвергают термообработке — улучшению (НВ 280 ... 320). Для повышения прочности этих сталей используется нагровка зубчатого венца или азотирование. Механические характеристики материалов гибкого и жесткого колес берутся из табл. 10.5.

Напряжения у жесткого колеса значительно ниже, чем у гибкого. Поэтому жесткое колесо изготавливают из конструкционных сталей 45А,

Таблица 10.5

Марка стали	Термообработка и упрочнение	Твердость		Прочность, МПа			Ударная вязкость, кДж/м ²
		сердцевина НВ	поверхность НRC	σ_b	σ_t	σ_{-1}	
30ХГСА	Улучшение	280 ... 320	—	1100	850	420	4
30ХГСА	Улучшение + дробеструйный наклеп	280 ... 320	28 ... 32	1100	850	480	
30ХГСА	Улучшение + азотирование	280 ... 320	50 ... 54	1100	850	600	9
38ХМЮА	Улучшение	320	—	1000	850	450	
38ХМЮА	Улучшение + азотирование	320	65 ... 70	1000	850	620	8
40ХНМА	Улучшение	320	—	1100	950	480	
12Х18Н9Т	Состояние поставки	180 ... 220	—	600	350	280	11 ... 25

40Х, 30ХГСА с твердостью на 20...30 единиц НВ ниже, чем у гибкого колеса.

Глава 11. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ МЕХАНИЗМОВ ЛА

11.1. Анализ структуры и функций элементов валов

В механизмах ЛА применяются различные конструкции валов. Общая классификация валов рассмотрена в [32]. В настоящем учебном пособии выделена разновидность валов, наиболее распространенная в передаточных механизмах ЛА, а именно ступенчатые полые валы с прямой формой геометрической оси.

Конструктивная форма вала зависит прежде всего от его общей функции, структуры и функций участков. Она корректируется учетом при конструировании еще целого ряда факторов, главными из которых являются:

вид нагрузки и закономерность ее распределения по длине вала (форма эпюр изгибающих и крутящих моментов или напряжений изгиба и кручения);

форма сопряженных с насаженными деталями участков, зависящая от способа передачи крутящего момента в соединениях вал-ступица; способ передачи осевой нагрузки (конструкция элементов силовой схемы вала);

способ осевой фиксации деталей на валу (упорным буртиком, стопорными кольцами и др.) и самого вала в корпусе («враспор» или с одной фиксированной опорой при другой «плавающей»);

способ центрирования деталей на валу;

конструкция контрольных (стопорящих) устройств;

способ получения заготовки (пруток, поковка, штамповка);

технология изготовления функциональных участков вала (например, технология нарезания резьбы диктует необходимость изготовления на валу канавки для выхода резьбонарезного инструмента);

конструкция узла вал-зубчатое колесо или вал-диск (в зависимости от выполнения в виде монолитной детали или двух отдельных деталей, соединяемых как вал-ступица с помощью шлицев, шпонки или фланца на валу, к которому присоединяется зубчатое колесо);

местоположение зубчатых колес на валу (между опорами или кон- сольно);

мероприятия по устранению или уменьшению концентрации напряжений (например, выполнение галтелей с поднутрением, плавный выход шлицевых пазов);

способ изготовления шлицев (например, при изготовлении долбяком на валу выполняется канавка для выхода долбяка);

условия сборки, которые могут потребовать расчленения узла вал-зубчатое колесо или вал-диск на отдельные детали.

Вал должен выполняться заодно с деталями — зубчатыми колесами, червяками, дисками во всех случаях, когда это позволяет технология его изготовления и условия сборки. Соединения зубчатых колес с валом (шлицевые, шпоночные, фланцевые, штифтовые и др.) снижают усталостную прочность и жесткость вала, вызывают более быстрое изнашивание его вследствие контактного трения (особенно фреттинг-коррозии) между сопряженными деталями при работе, увеличивают массу и трудоемкость изготовления узла по сравнению с изготовлением монолитной детали и тем самым увеличивают стоимость изготовления.

К началу поиска конструктивной формы проектируемого вала и его элементов нужно уточнить функцию вала. Качественное описание общей функции любого вала можно сформулировать примерно так: вал — это деталь, предназначенная для передачи вращательного движения и вращающего момента, а также для поддержания насаженных деталей. Функция вала совпадает с главной частью функции передаточного ме-

ханизма. Для возможности выполнения своей функции вал должен иметь определенные структуру и форму. Но для получения формы и размеров необходимо знать нагрузку на вал и конструкцию сопряженных деталей (их форму и размеры). Эти данные получают из кинематического и силового расчетов механизма, проекторного расчета зуб- Методика кинематического и силового расчетов передач изложена в разд. 10.1, методика проекторного расчета приведена в [32].

Конструирование вала начинается на этапе разработки эскизного проекта. Из расчета геометрии зубчатых или червячных передач должны быть известны расстояния a_w между геометрическими осями валов или конусные расстояния R_e для конических зубчатых передач. Для компоновки механизма и определения формы и длины валов должны быть предварительно определены форма и размеры насаживаемых на вал деталей, за исключением тех, которые зависят от диаметра конструируемого вала (подшипники, уплотнения, гайки и др.).

После определения нагрузки на вал при силовом расчете механизма можно дать количественное описание функций конкретного вала при переменных режимах работы: «Вал — это деталь, предназначенная для передачи движения с частотами вращения от $n_{\min} = \dots \text{мин}^{-1}$ до $n_{\max} = \dots \text{мин}^{-1}$ и крутящими моментами от $T_{\min} = \dots \text{Н} \cdot \text{м}$ до $T_{\max} = \dots \text{Н} \cdot \text{м}$, а также для поддержания насаженных деталей».

Для определения структуры проектируемого вала и функций его элементов используем прототип механизма, в который входит прототип вала, и примем за систему совокупность элементов вала, т.е. сам вал, а за надсистему — механизм. Произведем декомпозицию надсистемы для установления связей вала с элементами надсистемы и определения условий работы и нагружения вала. Передаточные механизмы ЛА представляют собой, как правило, редукторы. Они включают в себя корпус, зубчатые колеса, валы, подшипники, корпусные детали (крышки, станы для установки подшипников, корпуса уплотнений), уплотнения, крепежные детали, дистанционные втулки, детали контрольных устройств, детали для крепления подшипников на валу и др. (например, элементы системы смазки).

С валом связаны зубчатые колеса, подшипники, уплотнения, детали для крепления подшипников на валу (гайки, контрольные шайбы, стопорные кольца), насаженные детали для осевой фиксации подшипников и регулирования осевых зазоров подшипников качения, другие детали.

Для функциональной, силовой и геометрической связей с элементами надсистемы валы должны иметь соответствующие функциональные

участки, конструктивно оформленные в связи с назначением и имеющие определенные размеры. Для выявления таких участков произведем декомпозицию вала. Выберем в качестве условного эталона один из редукторов вала. Выберем в качестве условного эталона один из редукторов вала — выходной вал главного редуктора вертолета (рис. 11.1), который имеет достаточно полный набор функциональных участков. Декомпозицию рекомендуется доводить до неделимых (в функциональном смысле) элементов.

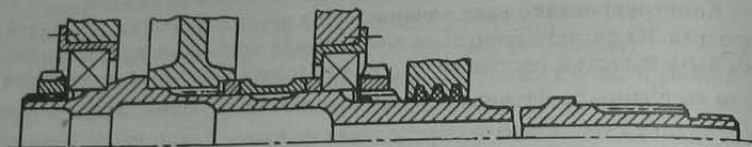


Рис. 11.1

Выполняемая элементом функция и форма сопряженных с валом деталей определяют конструкцию участка вала. У валов можно выделить следующие функциональные участки: опорные участки под подшипники; переходные участки (места изменения диаметра вала); участки соединения вала с деталями, передающими или воспринимающими крутящий момент; участки, обеспечивающие центрирование деталей; участки с конструктивными элементами для осевой фиксации деталей и передачи осевых усилий; участки под уплотнительные устройства.

Каждый из этих элементов (участков) вала выполняет самостоятельную функцию, являющуюся частью общей функции вала.

Результаты разделения вала на элементы (участки) и описание их функций рекомендуется оформлять в одной таблице (табл. 11.1).

Анализ функций и условий работы элементов валов выявляет особенности их связей с элементами надсистемы и позволяет сформулировать требования к конструкции вала.

При выполнении своей функции вал испытывает напряжения кручения, изгиба, а при действии осевой нагрузки — напряжения растяжения или сжатия. Действие этих напряжений является периодическим в любой точке сечения вала. Напряжения изгиба изменяются во времени по симметричному знакопеременному циклу, напряжения кручения у валов с односторонним движением — по пульсирующему (отнулевому) циклу, у валов с реверсом движения — по знакопеременному циклу. Напряжения растяжения могут быть постоянными или переменными во времени, изменяясь по величине в зависимости от режима нагружения. Так, у выходного вала главного редуктора вертолета осевая нагрузка от

Таблица 11.1

Элемент		Функции	
Обозначение	Наименование	Обозначение	Описание
E_0	Опорные участки под подшипники	Φ_0	Соединяют вал с подшипниками и передают радиальную и осевую нагрузку от вала на подшипник
E_1	Участки соединения вала с деталями, передающими вращающий момент	Φ_1	Поддерживают насаженные детали, передают нагрузку, фиксируют детали и обеспечивают прочность и жесткость элементов соединения
E_2	Участки, обеспечивающие центрирование деталей	Φ_2	Обеспечивают точное взаимное положение насаженных деталей и вала
E_3	Участки для осевой фиксации деталей	Φ_3	Обеспечивают крепление деталей и передачу осевых усилий
E_4	Участки под контактные уплотнения	Φ_4	Обеспечивают равномерное прилегание к контактным уплотнениям и наименьшие потери на трение
E_5	Участки, требующие фасок	Φ_5	Облегчают сборку деталей, устраняют концентрацию напряжений у кромок и повреждение рук рабочих

несущего винта (подъемная сила) постоянна по направлению, а у вала, связанного с ходовым винтом в передаче винт-гайка, она, как правило, переменна по направлению. Длительное действие переменных напряжений приводит после определенного разрушению материала вала.

Элементы соединений вал-ступица (шлицы, шпонки, штифты и др.) испытывают при передаче вращающих моментов напряжения смятия на испытываемых при передаче вращающих моментов геометрии элементов рабочих гранях. Эти напряжения лимитируют (среза, сжатия, изгиба) являясь соединения. Действие других напряжений (среза, сжатия, изгиба) является менее опасным, но в ряде случаев шпонки и штифты необходимо проверять на прочность по напряжениям среза и вносить коррективы в размеры элементов соединения. Циклические деформации вала от из-

гиба и кручения приводят к относительным микроперемещениям соприкасаемых поверхностей вала и ступицы насаженной детали, что вызывает изнашивание при длительной работе. Это явление нужно учитывать при конструировании.

Для обеспечения точного взаимного положения насаженных деталей относительно вала (соосности деталей и вала) необходимо учитывать при конструировании возможность появления контактного трения между сопряженными поверхностями при действии переменных напряжений от вибрационной нагрузки, что приводит к повышенному износу поверхности вала. Большие натяги в сопряжении деталей и центрирующих поверхностей в условиях вибрации приводят к возникновению концентрации напряжений, что снижает усталостную прочность вала.

Элементы участков вала (уступы, буртики, стенки кольцевых канавок), служащие для осевой фиксации деталей и передачи осевой нагрузки, испытывают при работе напряжения смятия, а буртики (кольцевые выступы на валу) — еще и напряжения среза, которые лимитируют ширину буртиков.

Участки валов под контактные уплотнения испытывают при работе трение, что вызывает износ поверхности этих участков. Это предопределяет некоторые требования к этим участкам.

Ряд элементов вала (уступы, буртики, кромки торцов вала) после их изготовления может иметь острые кромки, вызывающие концентрацию напряжений, опасные для повреждения рук и затрудняющие сборку. Это надо учитывать при конструировании вала и вводить фаски.

11.2. Составление списка требований к конструкции вала

Требования к валу должны быть ориентированы на выполнение им своей функции (обеспечение работоспособности) и придания ему при конструировании совокупности будущих высоких свойств качества, которые будут реализованы при изготовлении.

При формировании списка требований к валу нужно учитывать требования к механизму, результаты анализа функциональной структуры надсистемы, функций элементов вала и условий их работы. Основные требования к валу сформулированы и рассмотрены в гл. 7. К ним относятся: обеспечение вращения вала и передачи вращающего момента, фиксации сопряженных деталей, обеспечение прочности, жесткости, продольной устойчивости, обеспечение указанной в ТЗ на механизм долговечности (ресурса), требование защиты от коррозии, требование минимальной массы (о реализации этого требования см. также при рассмотрении экономических требований).

Уточним и дополним первоначальный список требований. Первое требование является требованием функционирования в общем виде. Его конкретизация в соответствии с данными ТЗ на определенный механизм и количественным описанием функции вала приводит к разветвлению общего требования на отдельные требования: сохранения работоспособности при заданных условиях работы (долговечности, режимов нагружения, воздействия внешней среды, рабочей температуры, вибраций) и эксплуатационной надежности. В свою очередь, требование сохранения работоспособности удобно расчленить на требования прочности, жесткости, износостойкости, вибропрочности, теплостойкости, хладостойкости.

Первые три требования рассмотрены в гл. 7. Требование вибропрочности обеспечивается в простых случаях расчетом резонансных частот колебаний вала [49] и корректировкой его массы и диаметров для выведения резонансов за рабочие частоты вращения вала. При сложных по конфигурации валах вибропрочность обеспечивается при доводочных испытаниях на вибростендах с помощью регистрации виброактивности элементов механизма [1]. По результатам испытаний вносят коррективы в форму и размеры вала. Требование теплостойкости выполняется учетом температурных деформаций при выборе схемы фиксации вала в корпусе («враспор» или с «плавающей» опорой). Требование хладостойкости реализуется подбором материала, не теряющего свойств пластичности при низких температурах.

К основным требованиям можно добавить требование устранения или уменьшения концентраторов напряжений и требования к материалу вала: обеспечение сопротивления усталостному разрушению при одновременном действии напряжений изгиба, кручения и растяжения (сжатия), если имеются осевые нагрузки на вал; высокую несущую способность; высокую ударную вязкость; низкую чувствительность к концентрации напряжений (реализуется выбором материала с пластическими свойствами); низкую чувствительность к механической обработке, трещиностойкость.

Первое из требований к материалу обеспечивается расчетом геометрии вала по условию сопротивления усталости выбранного материала (на основе кривой усталости). Второе требование реализуется при конструировании выбором материала с высокой удельной прочностью и поверхностным упрочнением участков вала. Рекомендации по выполнению последних требований изложены в разд. 5.1.

В список требований необходимо включать производственно-технологические требования, накладывающие ограничения на форму функциональных участков вала. К ним относятся следующие требования:

обеспечение возможности изготовления вала такой формы и с такими поверхностями, которые предусмотрены рабочим чертежом; технологичность изготовления; стандартизация и унификация (см. разд. 4.2); обеспечение минимальных размеров вала; точность изготовления; требование к состоянию поверхностей и механической обработке вала.

Первое из этих требований предусматривает согласование формы вала со способом его механической обработки и использование конструктором таких размеров (например, радиусов скруглений) и поверхностей, которые можно получить на современном оборудовании (см. разд. 5.1). Второе требование связано с необходимостью учета при конструировании возможности использования при изготовлении вала прогрессивных способов формообразования заготовки и оборудования, имеющегося на предприятии-изготовителе. Изготовление детали за максимально короткие сроки и с наименьшими производственными затратами является критерием высокой технологичности детали. Этому способствует рациональный выбор допусков на размеры участков, формы и расположения поверхностей валов и классов чистоты (см. гл. 3).

Обеспечение минимальных размеров вала связано с удовлетворением не только условий прочности и жесткости при минимальных запасах прочности и жесткости сечений вала, но и с увязкой размеров вала с размерами сопряженных деталей и технологией изготовления (см. разд. 5.1).

Требование точности изготовления удовлетворяется правильным назначением допусков и выбором средств и методов контроля с учетом инструментальных ошибок средств измерения и возможных погрешностей измерения (см. гл. 3).

Состояние поверхности участков вала при действии переменных напряжений значительно влияет на усталостную прочность и износостойкость вала. Назначение шероховатости поверхностей участков вала нужно производить по рекомендациям ГОСТа или в зависимости от требований прочности (в расчетах шероховатость учитывается коэффициентами K_{FG} и K_{Ft}). При этом нужно учитывать, что завышенные требования к шероховатости и увеличение размеров поверхностей с жесткими требованиями к шероховатости ведут к удорожанию производства детали.

Требования к механической обработке деталей, в частности вала, подробно рассмотрены в разд. 5.1.

При отработке конструктивной формы вала необходимо учитывать экономические требования. Стоимость вала, как и любой детали, включает в себя стоимость конструкторской работы, производственных затрат (на материал, изготовление, доводочные испытания) и техниче-

ского обслуживания (в составе механизма). Нужно добиваться предельно низкой относительной себестоимости вала $\beta = C/G_m$ (C — стоимость, G_m — масса вала). Для этого при конструировании вала следует: 1) снижать затраты на материал вала, учитывая, что они зависят от массы вала (с этой целью нужно делать вал пустотелым, вводить местные упрочнения, удалять материал из малонапряженных мест, устранять концентрацию напряжений, добиваться равнопрочности сечений с минимальными запасами прочности и жесткости, делать вал ступенчатым в соответствии с неравномерной нагрузкой вдоль вала); 2) снижать затраты на заготовку и механическую обработку, приближая форму заготовки к форме вала; 3) применять прогрессивные способы получения заготовки, позволяющие автоматизировать производственные операции и контроль изготовления; 4) применять стандартизацию и унификацию форм и размеров функциональных участков вала, допусков на размеры, отклонения формы и биения поверхности вала; 5) снижать затраты на конструкторскую работу, применяя стандартные методики расчетов и наиболее рациональную последовательность конструирования.

Из группы антропологических требований для валов важно обеспечение безопасности полета ЛА (предупреждение поломок валов точным учетом нагрузок на них, расчетом прочности, проверкой их вибростояния при доводочных испытаниях), отсутствие резонансных колебаний (см. реализацию требования вибропрочности).

При использовании прототипов проектируемого вала полезно составить список его недостатков и наметить критерии развития. Пример составления списка недостатков и критериев развития для валов приведен в гл. 7.

11.3. Конструирование элементов валов

При конструировании функциональных участков нужно учитывать их особенности и требования к стандартизации и унификации элементов участков, размерам, допускам и посадкам, а также к состоянию поверхности (шероховатости). Произведем анализ реализации этих требований в конструкции функциональных участков прототипов и аналогов проектируемых валов.

Опорные участки валов. Эти участки называются цапфами или шейками (для промежуточных опор) и имеют, как правило, цилиндрическую форму. Для подшипников скольжения применяют также конические и сферические цапфы.

Диаметры d и длины l посадочных поверхностей вала для различных сопряженных элементов надсистемы (ступицы зубчатых колес,

втулки, шайбы и т.п.) выбираются из ряда нормальных размеров, выдержки из которого приведены в табл. 11.2 (ГОСТ 6636-69).

Таблица 11.2

Размеры d или l , шаг размеров в мм
0,8 ... 6 (размеры, оканчивающиеся на 0,2; 0,5; 0,8)
6,5 ... 9 — через 0,5
10 ... 36 — через 1,0
38 ... 500 (размеры, оканчивающиеся на 0; 2; 5; 8)

Посадочные диаметры под подшипники качения выбирают после проекторочного расчета вала из стандартного ряда диаметров отверстий подшипников качения: для диаметров от 3 до 10 мм — через 1 мм; от 10 до 20 мм — через 2...3 мм; от 20 до 110 мм — через 5 мм; от 110 до 200 мм — через 10 мм. Шероховатость опорных поверхностей зависит от характера сопряжения с внутренним кольцом подшипника, величины его диаметра и класса точности. Рекомендуемые поля допусков на вал в зависимости от класса точности подшипника приведены на рис. 11.2. Шероховатость посадочных поверхностей можно выбрать по табл. 11.3.



Рис. 11.2

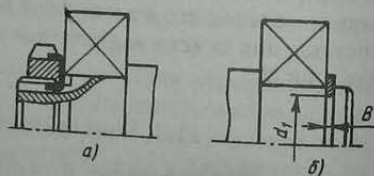


Рис. 11.3

Для крепления подшипников качения на валах в механизмах ЛА применяют следующие основные конструктивные средства: уступы вала (см. рис. 11.1) или буртики на валу; гайки наружные (рис. 11.3,а) и внутренние; стопорные пружинные кольца (рис. 11.3,б); торцовые шайбы.

При креплении внутреннего кольца подшипника с помощью гайки на участке вала, примыкающем к посадочной поверхности под подшипник, выполняется резьба (см. рис. 11.3,а). Для выхода резьбонарезного

Таблица 11.3

Посадочные поверхности	Класс точности подшипника	R_a , мкм	
		для диаметров до 500 мм	для диаметров более 500 мм
Валов и отверстий корпусов	0 6 и 5	1,25 0,68	2,5 1,25
Торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,5 1,25	1,25 1,25

инструмента предусматриваются кольцевые проточки. Ширина проточки должна быть не менее шага резьбы, глубина — не менее высоты витка резьбы. Форма проточки для метрической резьбы стандартизована [3]. Для стопорения гаек (с диаметром резьбы 4...200 мм) применяются стопорные многолапчатые шайбы (ГОСТ 11872-80), для фиксации которых относительно вала предусматривается продольный паз для внутренней лапки шайбы (см. рис. 11.3,а). Выход паза делается с радиусом, исключающим концентрацию напряжений.

В случае осевой фиксации подшипника с помощью стопорного пружинного (разрезного) кольца (см. рис. 11.3,б) на валу выполняется кольцевая канавка. Размеры канавок стандартизованы и зависят от диаметра вала (ГОСТ 13942-80). В справочной литературе [3, 38, 44] указаны размеры канавок: внутренний диаметр d_1 и ширина B . Кольца могут быть концентрическими или эксцентрическими (ГОСТ 1342-80).

Участки вала для передачи вращающего момента. Форма участков вала для соединения со ступицами деталей, передающих вращающие моменты, зависит от способа их передачи (вида соединения). В механизмах ЛА применяются шлицевые, шпоночные, шрифтовые и фланцевые соединения (реже — фасонного профиля и с натгом).

Размеры, допуски и посадки для шлицевых соединений должны быть стандартизованы. Для прямоугольных соединений они выбираются по ГОСТ 1139-80, для эвольвентных — по ГОСТ 6033-80.

Эвольвентные шлицы обладают более высокой прочностью и выносливостью, чем прямоугольные, за счет утолщения и закругления шлиц большего радиуса у их оснований, что уменьшает концентрацию напряжений. Прочность шлицевых участков повышается за счет применения шлицев с внутренним диаметром, превышающим диаметры соединений шлицев (рис. 11.4, а и б), и плавного выхода шлицев, если шлицы врезаны в вал. Диаметр фрезы оценивается по формуле

$$D_{\text{фр}} = 0,65D + 15 \text{ мм},$$

где D — наружный диаметр шлицев вала.

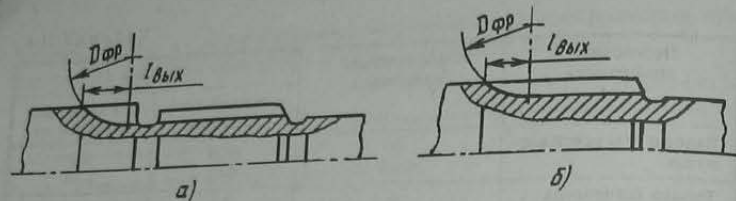


Рис. 11.4

При шлифовании шлицев выход инструмента $l_{\text{вых}}$ увеличивают на 4...5 мм.

При изготовлении наружных шлицев протяжкой (самый производительный способ) их внутренний диаметр должен быть больше диаметров соседних участков, при изготовлении внутренних шлицев диаметр впадин должен быть меньше диаметров соседних участков. При изготовлении шлицев долблением следует предусматривать канавку для выхода долбяка.

Для передачи вращающих моментов с помощью шпонки на валу выполняется шпоночный паз (рис. 11.5, а и б), который ослабляет сечение вала и вызывает концентрацию напряжений. Последние обстоятельства ограничивают применение шпоночных соединений при передаче значительных моментов. Форма паза определяется типом шпонки: призматическая (ГОСТ 23360-78) или сегментная (ГОСТ 24071-80). Размеры, допуски и посадки для шпоночных соединений стандартизованы [3, 38].

Участок вала со шпоночным пазом из-за наличия концентрации напряжений в месте перехода паза в вал обладает меньшей выносливостью, чем соседние участки вала. Особенно вредное влияние этот концентратор оказывает при действии переменных напряжений, что должно учитываться при проверке прочности вала [32].

Для центрирования детали на валу при шпоночном соединении служит цилиндрическая поверхность участка вала. Поэтому нужно предъявлять повышенные требования к предельному отклонению формы этой цилиндрической поверхности (см. разд. 3.1). Ступицы насаживаются на вал с небольшим натягом (посадка $H7/p6$) при циклическом нагружении, а при действии на ступицу еще и значительной осевой нагрузки — с гарантированным натягом. Шероховатость поверхности центрирования можно выбирать из диапазона $R_a = 1,25 \dots 0,63$.

Участки вала при штифтовом соединении ступицы с валом должны иметь гладкое сквозное отверстие цилиндрической (рис. 11.6) или конической формы. Отверстие под штифт сверлится и развертывается

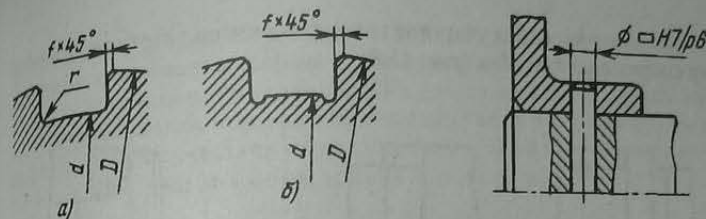


Рис. 11.5

Рис. 11.6

совместно с насаженной деталью (ее ступицей) после монтажа детали на валу и ее фиксации от осевых смещений. Отверстие под штифт является концентратором напряжений по двум причинам: вокруг отверстия возникают местные напряжения, и их величина возрастает вследствие посадки штифта с натягом.

Участки вала для центрирования деталей. При повышенных требованиях к точности взаимного положения деталей (соосности насаженной детали, передающей или воспринимающей вращающий момент, и вала) на валу предусматривают специальные центрирующие пояски. На валу (см. рис. 11.1) центрирующие поверхности расположены слева и справа от шлицевого соединения зубчатого колеса с валом. Ширина поясков зависит от величины диаметра вала на участке центрирующих поясков [44]. Рекомендуемая посадка на вал ступицы по пояску с большим диаметром — $H7/j_s$ или $H7/p6$, а по пояску с меньшим диаметром — $H7/h6$ для облегчения сборки. При проверке прочности сечений вала нужно учитывать влияние натяга (особенно в условиях действия вибрации) на усталостную прочность вала. Снижение усталостной прочности объясняется тремя причинами: возникновением концентраторов напряжений, контактным трением между сопряженными деталями при действии переменных напряжений изгиба и кручения, а также наложением на них напряжений от действия вибрационной нагрузки и возможным возникновением коррозии (опаснее всего ее разновидность — фреттинг-коррозия).

Участки вала с элементами для осевой фиксации деталей и передачи осевых усилий. Для осевой фиксации деталей на валу и самого вала относительно корпуса механизма применяются различные средства. К ним, в первую очередь, относятся уступы вала и специальные буртики (рис. 11.7). Высота буртиков (и уступов) зависит от диаметра участка вала. Их диаметр можно ориентировочно определять при отсутствии осевой нагрузки по формуле

$$d_{6(y)} = d + (3 \dots 4) f, \quad (11.1)$$

где d — диаметр соседних участков вала; f — размер катета внутренней фаски сопряженной детали (рис. 11.8).

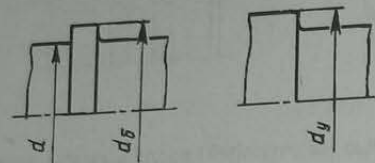


Рис. 11.7

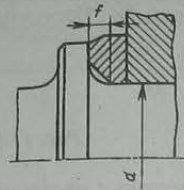


Рис. 11.8

При действии осевой нагрузки на буртик (уступ) диаметр определяется из условия прочности торцевой поверхности буртика (уступа) на смятие. Ширина буртика определяется из условия прочности на срез. Диаметры d и $d_{6(y)}$ уточняют по стандартному ряду диаметров. Уступы (буртики) для упора подшипников должны иметь высоту, позволяющую сьем колец при демонтаже подшипников.

Необходимость буртиков и уступов на валу приводит к увеличению диаметра заготовки и переводу части металла в стружку. Для уменьшения высоты буртиков (уступов) рекомендуется применять распорные кольца или втулки, увеличивающие как торцовую поверхность сопряжения с насаженной деталью, так и радиус галтели (см. рис. 11.8). Шероховатость торцов буртиков и уступов выбирается по табл. 11.3.

Участки валов, охватываемые уплотнениями. Эти участки прилегают к контактным уплотнениям (рис. 11.9, а и б) или расположены против бесконтактных уплотнений (рис. 11.10). В обоих случаях нужно

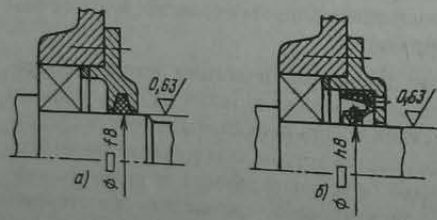


Рис. 11.9

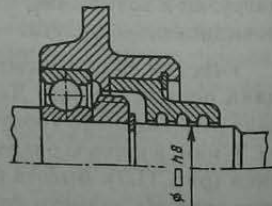


Рис. 11.10

предъявлять жесткие требования к форме участков и назначать предельные отклонения формы цилиндрической поверхности (допуск на некруглость и нецилиндричность) и допуск на бие. Допуск на диаметр участков можно назначать с полями f_8 или h_8 . Шероховатость поверхности этих участков не должна быть ниже 0,63. Твердость поверхностей для уменьшения трения и износа назначается не ниже $HRC = 45 \dots 50$.

Переходные участки валов. Для выполнения требования устранения концентрации напряжений переходные участки валов в местах изменения диаметров изготавливают с радиусом ρ (галтельный переход), который должен быть меньше радиуса r_n (рис. 11.11, а) или катета фаски f (рис. 11.11, б) прилегающей детали. Для увеличения радиуса галтели можно ввести проставку в виде кольца с внутренней фаской (рис. 11.11, в) или поднутрение галтели (рис. 11.11, г). Если радиус галтели ρ окажется больше r_n или f , то между торцами уступа (буртика) вала и насаженной детали образуется зазор, который разрывает силовую связь деталей, что недопустимо.

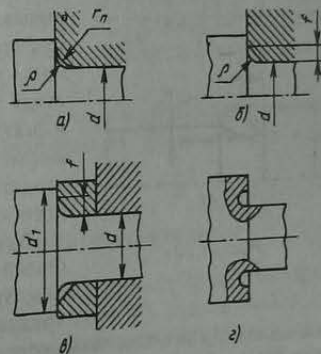
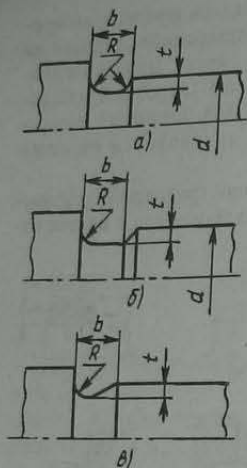


Рис. 11.11

На свободных переходных участках радиус галтели ρ должен быть не меньше $0,1d$ (d — наименьший диаметр вала в месте перехода) для полного исключения концентрации напряжений. Радиус галтели ρ в месте посадки кольца подшипника назначается примерно равным $(0,6 \dots 0,8)r_n$, где r_n — радиус (катет) фаски кольца подшипника. Возможная концентрация напряжений при $\rho/d < 0,1$ должна учитываться при проверке усталостной прочности вала. Концентрацию напряжений можно уменьшить местным утолщением стенки пустотелого вала или увеличением диаметра цапфы вала. Шероховатость торцов уступов вала для упора кольца подшипника назначается по данным табл. 11.3.

При необходимости шлифования посадочных мест на валу, примыкающих к буртику (уступу), рядом с уступом предусматривают канавку (проточку) для выхода шлифовального круга, разновидности профиля которой приведены на рис. 11.12, а, б, в. Канавка предохраняет кромки шлифовального круга от скалывания и ускоренного износа. На валах



диаметром d не более 10 мм канавки имеют ширину $b = 1 \dots 2$ мм и глубину $t = 0,15$ мм; при $d = 10 \dots 50$ мм — ширину $b = 3$ мм и глубину $t = 0,25$ мм; при $d = 50 \dots 100$ мм — ширину $b = 5$ мм и глубину $t = 0,5$ мм. Радиус R выбирается из диапазона $0,5 \dots 1$ мм в зависимости от величины диаметра вала и глубины проточки.

Элементы валов, требующие фасок. Фаски выполняют на острых краях выступов, буртиков, уступов и торцов вала. Их предусматривают для устранения опасности

Для выполнения требования сокращения поверхностей, подвергаемых особо чистой механической обработке, необходимой при шлифовании опорных участков, центрировании зубчатых колес и полировании участков под уплотнения, необходимо отделять эти поверхности от других введением ступенек или друг от друга с помощью канавок (см. рис. 11.1 и 5.3).

сложив в процессе механической обработки валов широкое применение находят методы поверхностного пластического деформирования (ППД). К таким методам относятся дробеструйная обдувка, обработка шариками на вибростенде, раскатывающие методы чистовой обработки, пневмодинамический наклеп и др. Они являются высокоэффективными средствами повышения чистоты поверхности, создания сжимающих остаточных напряжений, повышения твердости поверхностей для посадки подшипников и под контактные уплотнения, повышения контактной выносливости и износостойкости шлицевых соединений.

В результате применения упрочняющей технологии снижается масса валов и повышаются их усталостная прочность, долговечность и надежность.

Конструирование вала представляет собой процесс поиска материала, формы и размеров в соответствии с данными ТЗ, результатами кинематического и силового расчетов и наделения свойствами, соответствующими предъявленным к валу требованиям. Этот поиск необходимо вести в определенной последовательности, которую целесообразно намечать после уточнения конструкторской задачи (она должна содержать для конкретного вала две части: «дано» и «что требуется»). Предлагаемая последовательность конструирования валов может изменяться в зависимости от того, какой вал конструируется — входной, выходной или промежуточный.

Часть операций выполняется до поиска формы и размеров отдельных функциональных участков. К ним относятся: проектировочный расчет вала, выбор схемы фиксации вала, типа и серии подшипников. Расчет начинается с выбора материала для

1. *Проектировочный расчет* начинается с выбора материала для конструируемого вала. Учитывая требования к материалу (разд. 11.2), его выбирают из группы рекомендуемых для валов материалов. Так, для валов малой и средней напряженности можно рекомендовать при небольших требуемых ресурсах конструкционные углеродистые качественные стали марок 40А и 45А или низколегированные стали 40Х, 15ХН, 38ХА и др. Для высокоответственных и высоконапряженных валов применяют высоколегированные стали, например, 30ХГСА,

12ХНЗА, 18Х2Н4МА и др. Достаточный набор материалов для валов механизмов ЛА содержится в [1, 32, 44]. При изготовлении вала заодно с зубчатым колесом выбор материала должен производиться по требованиям к материалу зубчатого колеса.

После выбора материала определяется ориентировочный диаметр наиболее нагруженного участка вала. Обычно этот участок служит для сопряжения с зубчатым или червячным колесом. Для уменьшения массы вал нужно выполнять пустотелым. Диаметр такого вала можно определить по формуле

$$d' \geq K \sqrt{\frac{T_p}{\sigma_{-1}(1-c^4)}} \quad \text{мм.} \quad (11.2)$$

Здесь $T_p = T_n K_d$ — расчетный вращающий момент, Н·мм; T_n — номинальный вращающий момент; K_d — коэффициент динамичности приложенной нагрузки (обычно указывается в ТЗ на механизм в пределах 1,05...1,3); σ_{-1} — предел выносливости материала, МПа; $c = d_{от}/d$ — коэффициент плотности, равный 0,7...0,85 ($d_{от}$ — диаметр отверстия, d — наружный диаметр участка вала); K — коэффициент, учитывающий влияние изгибающего момента на прочность сечения вала и выбираемый в зависимости от положения зубчатых колес относительно опор и быстроходности вала:

Положение зубчатых колес	Быстроходный вал	Тихоходный вал
симметричное	3,8	3,0
несимметричное	4,0	3,1
консольное	4,4	3,2

Для участков валов, испытывающих только кручение, K можно оценить по коэффициенту асимметрии цикла изменения вращающего момента $R_\tau = T_{\min}/T_{\max}$:

R_τ	+1	0	-1
K	2,0	2,4	2,8

Диаметр, определенный по формуле (11.2), принимают за исходный размер для конструирования вала.

2. Выбор схемы осевой фиксации вала в корпусе механизма. При расстоянии между опорами L не более 350 мм и невысоких перепадах

рабочих температур (соответствует температуре внешней среды в интервале $+60 \dots -85^\circ \text{C}$) применяют схему «враспор», в которой один подшипник фиксирует вал в корпусе в одном направлении, а другой подшипник — в противоположном направлении. При $L > 350$ мм и умеренных перепадах температур или $L < 350$ мм и больших перепадах температур, когда величина разности температурных деформаций вала и корпусных деталей может превысить осевой зазор в подшипниках, применяют схему с одной «плавающей», а другой — фиксированной в корпусе опорами.

3. Предварительный выбор типа и серии подшипников. Тип и серия подшипников качения выбираются в зависимости от направления, величины и характера нагрузки, выбранного варианта схемы фиксации вала в корпусе (см. разд. 12.1), частоты вращения вала (предельная частота вращения для подшипников указывается в справочной литературе), жесткости вала (предельные углы поворота упругой линии вала в опорах для однорядных радиальных шарикоподшипников — $10'$, для сферических шарико- и роликоподшипников — до 3°), требуемой долговечности и воздействия внешней среды.

4. Определение местоположения и размеров опорных участков (цапф) вала. На компоновочном чертеже механизма или отдельном эскизном чертеже вала необходимо вначале установить размеры участка вала в месте сопряжения с зубчатым колесом, если вал является промежуточным. Для этого выбирают способ передачи вращающего момента и соответствующий ему вид сопряжения вал-ступица (шлицевое, шпоночное и т.д.). Размеры ступиц зубчатых колес ($d_{ст}$, $l_{ст}$) выбираются по рекомендациям разд. 10.2. Размеры шлицевых, шпоночных и штифтовых соединений стандартизованы [3, 38, 44], кроме длины шлицев, определяемой по условию прочности на смятие. Внутренний диаметр шлицев или диаметр посадочной поверхности d_n в шпоночном соединении должны быть согласованы с ориентировочным диаметром вала и выбраны по стандарту из условия $d_n \geq d'$.

После разработки конструкции соединения вал-ступица и определения его места на валу нужно определить местоположение опорных участков вала. При этом диаметр цапф выбирается с учетом того обстоятельства, что при расположении зубчатых колес между опорами участки под подшипники практически не нагружены изгибающими моментами. В этом случае диаметр цапф d_n должен быть меньше ориентировочного диаметра вала d' . В случае консольного расположения зубчатого колеса ближайший опорный участок является наиболее нагруженным и его диаметр d_n должен быть назначен из условия $d_n \geq d'$

с последующим уточнением по внутреннему диаметру подшипника (табл. 11.2).

5. *Предварительный выбор размеров подшипников качения и ширины посадочных поверхностей вала.* Размеры подшипников (внутренний диаметр d , наружный диаметр D , ширина B) определенных типа и серии зависят от величины диаметра опорных участков вала. После выбора $d_{ц}$ по стандарту подбирается конкретный подшипник из условия $d \geq d_{ц}$, который определит ширину посадочного места, равную ширине внутреннего кольца подшипника. Дальнейшая компоновка узлов вала с опорами и проверка их на долговечность могут внести коррективы в размеры подшипников и посадочных мест на валу.

В механизмах с цилиндрическими зубчатыми передачами должно выполняться условие непересечения опор соседних валов:

$$(D_1 + D_2) / 2 \leq a_w, \quad (11.3)$$

где D_1, D_2 — наружные диаметры стаканов подшипников, мм; a_w — межосевое расстояние.

6. *Составление расчетной схемы вала и определение нагрузки на подшипники.* При сложном характере распределения нагрузки по сопряженным поверхностям вала действительные условия нагружения принято заменять условными. Распределенные нагрузки заменяют сосредоточенными силами, которые переносят на ось вала. Вал упрощенно изображают в виде балки, опоры идеализируют и изображают на схеме вала в виде треугольников. Распределение нагрузки вдоль оси вала (эпюры изгибающего и крутящего моментов) находят при проверочном расчете вала после разработки его конструкции. Для определения нагрузки на подшипники достаточно определить реакции опор, приложенные к валу, и приравнять их в соответствии с третьим законом механики силам, приложенным непосредственно к подшипникам. Реакции опор определяют с помощью уравнений равновесия балки. Особенности и червячных зацеплений, подробно рассмотрены в [32]. Примеры составления и решения уравнений равновесия валов в виде балок приведены в [10].

7. *Проверка подшипников качения на долговечность.* Учитывая необходимость более точного определения размеров опорных участков вала, от которых зависит местоположение других функциональных участков и длина вала, целесообразно перед дальнейшим конструированием вала провести проверку подшипников на долговечность. Она сводится к сравнению расчетной долговечности L'_h с требуемой t_{hE}

(указана в ТЗ): $L'_h \geq t_{hE}$ (t_{hE} — эквивалентная долговечность). Методика расчета подшипников качения по критерию усталостного контактного выкрашивания и критерию остаточных деформаций приведена в [32]. Примеры проверки подшипников качения на долговечность приведены в [10]. По результатам расчетов производится корректировка типа, серии и размеров подшипников, а также размеров опорных участков вала.

8. *Конструирование всех функциональных участков вала с учетом их особенностей, рассмотренных в разд. 11.3.*

9. *Проверочный расчет вала на усталостную прочность.* При проверочном расчете вала на усталостную прочность определяется общий коэффициент запаса прочности предполагаемого опасного сечения, учитывающий совместное действие изгиба и кручения (у ряда валов еще и сжатия или растяжения, например у вала, представленного на рис. 11.1), и сравнивается с допускаемой величиной коэффициента запаса прочности

$$n = n_{\sigma} n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2} \geq [n] = 1,2 \dots 1,4, \quad (11.4)$$

где n_{σ}, n_{τ} — коэффициенты запаса прочности соответственно по изгибу и кручению.

Методика расчета вала на усталостную прочность приведена в [32]. Примеры проверки сечений вала с различными концентраторами напряжений приведены в [10].

По результатам расчетов на прочность вносятся коррективы в конструкцию вала. Пример окончательной конструктивной формы вала представлен на рис. 11.1 и 5.3.

Глава 12. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ОПОР ВАЛОВ

12.1. Выбор схемы установки подшипников на валу и в корпусе

Валы с насаженными деталями фиксируются в корпусах при помощи опор. В силовых передаточных механизмах ЛА применяют опоры с подшипниками качения, геометрия которых соответствует как государственному стандарту, так и отраслевым стандартам (элеронов, закрылков, рулей и т.д.), на валах передач качалка-тяги и в других узлах ЛА опоры содержат специальные подшипники, соответствующие нормам Н52-096.

Опоры должны обеспечивать вращение и четко определенное положение вала, фиксировать его в осевом направлении, воспринимать на-

грузки от вала и передавать их на корпус. Конструкция узла вала с опорами должна в целом обеспечивать работоспособность и заданную долговечность механизмов и узлов ЛА, предотвращая заклинивание тел качения и дополнительные нагрузки на подшипники от температурных деформаций вала и корпусных деталей, а также от перетяжки при монтаже. Выполнение этих функций обеспечивается при проектировании узла вала с опорами правильным выбором способа осевой фиксации вала в корпусе, типа подшипников и способов крепления подшипников на валу и в корпусе.

Для осевой фиксации валов в корпусах, не допускающей заклинивания тел качения, применяют две основные схемы установки подшипников: «враспор» (рис. 12.1—12.3) и по схеме с одной «плавающей», а другой фиксированной опорами (рис. 12.4).

При схеме «враспор» одна опора фиксирует вал в одном направлении, а другая — в противоположном. Поэтому опоры в этой схеме являются опорами с односторонней фиксацией в корпусе. Эту схему рекомендуют использовать при малых и умеренных относительных температурных деформациях вала и корпусных деталей. Практически это соответствует расстояниям между опорами $L \leq 350$ мм, если перепады рабочих температур невысоки и температурные деформации вала и корпусных деталей различаются на незначительную величину по сравнению с осевым зазором в подшипниках. Для многих механизмов и узлов ЛА, имеющих диапазон рабочих температур $-60 \dots +60^\circ \text{C}$, расстояние между опорами 350 мм может быть условной границей между схемами установки подшипников, если не вмешиваются другие факторы.

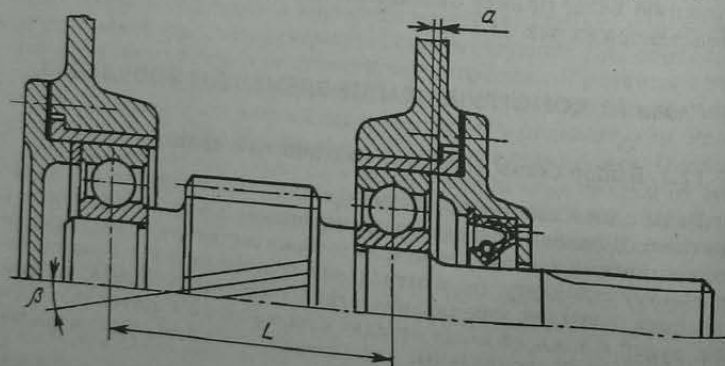


Рис. 12.1

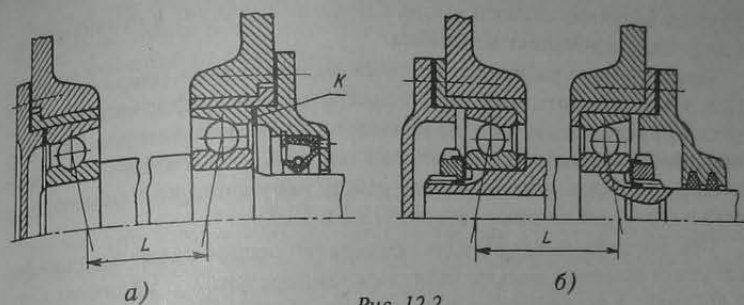


Рис. 12.2

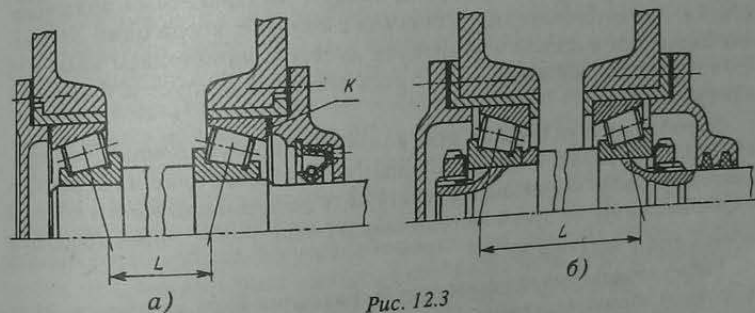


Рис. 12.3

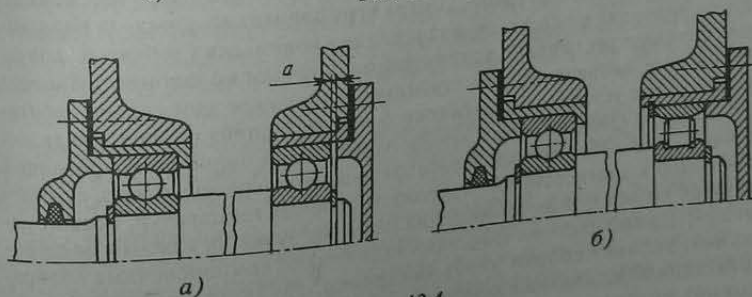


Рис. 12.4

Для более надежного обеспечения работы механизмов или узлов ЛА без заклинивания подшипников при выборе схемы «враспор» рекомендуют при установке радиальных шарикоподшипников предусматривать зазор a (см. рис. 12.1) в пределах $0,15 \dots 0,5$ мм, компенсирующий возможное температурное удлинение вала. Этот зазор должен определяться расчетом температурных деформаций вала и корпусных деталей

с учетом величины осевого зазора в подшипниках [4] и уточняться при доводочных испытаниях механизма.

При установке радиально-упорных подшипников (шариковых, рис. 12.2, или роликовых, рис. 12.3) температурные деформации вала не должны превышать величины меньшего из осевых зазоров двух подшипников, которые регулируются кольцом K или набором регулировочных прокладок, установленных между наружным кольцом подшипника и корпусной деталью (см. рис. 12.2 и 12.3).

При значительных перепадах температур осевой зазор в подшипниках может оказаться меньше величины температурного удлинения вала и произойдет заклинивание тел качения. Поэтому при значительных удлинениях вала нужно применять схему с «плавающим» подшипником, т.е. такую установку подшипников в корпусе, когда один подшипник смещается в осевом направлении вместе с удлинением вала. При этом вторая опора фиксируется с двух сторон в корпусе и фиксирует один конец вала.

Значительные удлинения вала возникают при умеренных температурах и длине вала $L > 350$ мм или при $L < 350$ мм и больших перепадах температур, если величины температурных деформаций вала и корпуса отличаются друг от друга на величину $\Delta l = \Delta l_v - \Delta l_k$, превышающую осевой люфт вала при 20°C .

Выбор определенной схемы осевой фиксации вала диктуется также и другими обстоятельствами. Осевая игра радиально-упорных подшипников приводит к перекосам в зацеплении конических зубчатых колес, что вызывает увеличение концентрации нагрузки по ширине зубчатого венца, шум, вибрации. Более стабильно коническое зацепление работает при схеме установки подшипников с «плавающей» опорой, когда вал более точно фиксируется в осевом направлении одной фиксированной опорой. При выборе схемы «враспор» надо точно рассчитывать суммарный зазор в соответствии с перепадом рабочих температур, осевой нагрузки на вал и величиной радиальной нагрузки на каждый подшипник [4]. На выбор схемы фиксации вала влияют компоновочные соображения, условия сборки узлов (например, трудности двухсторонней фиксации подшипника в корпусе), тип корпуса (разъемный или неразъемный), силовая схема механизма, требование к виду деформации частей корпуса и другие факторы, действующие в конкретном механизме.

При схеме «враспор» применяются подшипники следующих типов:

- 1) однорядные радиальные шарикоподшипники (см. рис. 12.1);
- 2) однорядные радиально-упорные шарикоподшипники (см. рис. 12.2);
- 3) однорядные радиально-упорные роликоподшипники (см. рис. 12.3);
- 4) двурядные радиально-упорные шарикоподшипники.

Первый тип подшипников используют при действии радиальной нагрузки, но он может воспринимать и осевую нагрузку в пределах 70% от неиспользованной радиальной, т.е.

$$F_a \leq 0,7 (C_0 - F_r),$$

где F_a — осевая нагрузка на подшипник, Н; F_r — радиальная нагрузка на тот же подшипник, Н; C_0 — статическая грузоподъемность, Н.

Второй тип подшипников применяется при действии радиальной и реверсивной осевой нагрузки или при действии в одну сторону осевой внешней нагрузки, а в другую — значительной силы тяжести узла вала с насаженными деталями при вертикальном расположении вала.

Третий тип подшипников применяется в условиях действия таких же по характеру нагрузок, как в предыдущих случаях, но дает выигрыш в радиальных габаритах из-за большой грузоподъемности. Однако этот тип подшипников допускает меньшие частоты вращения валов, и потери на трение в нем в 3...4 раза выше, чем у второго типа.

Второй и третий типы подшипников устанавливают либо узкими торцами наружных колец (см. рис. 12.2,а и 2.3,а), либо широкими торцами навстречу друг другу (см. рис. 12.2,б и 12.3,б). Второй вариант применяют, например, в узлах выходных валов главных редукторов вертолета, получая выигрыш в массе за счет более тонкостенной конструкции (корпус из цветного сплава лучше работает на сжатие, чем на растяжение) и разгрузки резьбовых крепежных деталей, скрепляющих части разъемного корпуса. Варианты установки подшипников используют для изменения жесткости участка вала увеличением или уменьшением расстояния L (см. рис. 12.2, 12.3).

Четвертый тип подшипников применяется при больших осевых нагрузках и еще более жестких требованиях к радиальным габаритам опор, чем для третьего типа.

При действии очень больших осевых нагрузок и малых радиальных нагрузок по схеме «враспор» применяют комплект из упорного и радиального шарикоподшипников (например, в передачах винт-гайка подъемников стабилизаторов или при вертикальном расположении тяжелых валов).

При схеме с одной «плавающей» и другой фиксированной опорами (см. рис. 12.4) применяют для «плавающей» опоры подшипники, воспринимающие только радиальную нагрузку:

- 1) однорядные радиальные шарикоподшипники без бортов на наружном или внутреннем кольце (рис. 12.4,а);
- 2) однорядные радиальные роликоподшипники (рис. 12.4,б).

При установке первого типа подшипников в «плавающей» опоре предусматривают зазор a между наружным кольцом подшипника и корпусом или корпусной деталью (запечником стакана подшипника или кольцевым выступом крышки). Внутреннее кольцо подшипника фиксируется с двух сторон на валу.

При установке роликоподшипников оба кольца подшипника закрепляются в корпусе и на валу. Гладкая поверхность наружного или внутреннего кольца обеспечивает свободное перемещение вала вдоль его оси.

«Плавающим» обычно выбирают подшипник, который имеет меньшую радиальную нагрузку.

В фиксированной опоре применяют подшипники, которые могут воспринимать осевую нагрузку как в одном, так и в другом направлении. К ним относятся радиальные шарикоподшипники (см. рис. 12.4); сдвоенные радиально-упорные шарикоподшипники; сдвоенные радиально-упорные роликоподшипники; двухрядные радиально-упорные шарикоподшипники; двухрядные радиальные сферические шарикоподшипники и роликоподшипники.

Однорядные радиальные шарикоподшипники воспринимают радиальную и небольшую осевую нагрузку в соответствии с приведенным выше соотношением $F_a / F_r < 0,35$. По сравнению с другими подшипниками, применяемыми в фиксированной опоре, они имеют минимальные потери на трение и допускают самые высокие частоты вращения. Однако они допускают малый перекося своих колец относительно друг друга (до $10'$), и при значительном прогибе вала возможно их заклинивание.

В конструкции узлов подвески предкрылков, закрылков, в передаче типа качалка-тяги и в других узлах ЛА применяют радиальные шарикоподшипники закрытого типа с шайбами или встроенными уплотнениями. Такие подшипники заполняют пластичным смазочным материалом и применяют, когда нежелательна установка отдельных уплотнительных устройств из-за очень жестких требований к габаритам узла и при невозможности осмотра в эксплуатации труднодоступных узлов.

Сдвоенные подшипники рекомендуются устанавливать с предварительным натягом в осевом направлении. Наличие натяга увеличивает грузоподъемность, точность, жесткость и долговечность опоры. Сдвоенные радиально-упорные подшипники могут воспринимать радиальную нагрузку, примерно на 70% большую, чем однорядные, а при одинаковой грузоподъемности с ними уменьшают радиальные габариты опоры.

Радиальные сферические шарикоподшипники воспринимают радиальные и небольшие осевые нагрузки. Они допускают значительные прогибы валов и перекося осей валов и отверстий в корпусе под наруж-

ные кольца подшипников ($2 \dots 3^\circ$). Радиальные сферические роликоподшипники могут воспринимать осевую нагрузку в пределах 25% радиальной недогрузки (разность между допустимой и фактической радиальными нагрузками). Они допускают перекося своих колец до 3° , имеют более высокую грузоподъемность, чем шарикоподшипники. Более подробные характеристики подшипников приведены в [38].

12.2. Виды опорных устройств

Под опорным устройством понимается конструкция, в которую входят подшипник, корпусные детали или их элементы (часть корпуса, стакан подшипника, уступ крышки), детали для крепления подшипника на валу и в корпусе, уплотняющие устройства, элементы системы смазки (канавки, жиклеры и др.).

Опоры в зависимости от способа фиксации подшипника в корпусе можно разделить на: 1) опоры с односторонней осевой фиксацией подшипника (его наружного кольца); 2) опоры с двухсторонней осевой фиксацией подшипника — фиксированные опоры; 3) опоры, в которых подшипник не фиксируется в осевом направлении — «плавающие» опоры.

Первый тип опор применяют в схеме «враспор», два последних типа — в схеме с двухсторонней осевой фиксацией вала в одной опоре при свободе его перемещения в другой (в схеме с «плавающей» опорой).

В опорах с односторонней фиксацией подшипник наружным кольцом должен упираться в уступ корпуса, запечник стакана или выступ крышки (см. рис. 12.1—12.3), а с другой стороны подшипник внутренним кольцом упирается в уступ (буртик) вала. Осевой зазор в такой опоре можно регулировать, изменяя расстояние между наружными кольцами подшипников или между внутренними кольцами. В первом случае используют регулировочные кольца K (см. рис. 12.2, 12.3) или набор прокладок (толщина каждой из них — $0,1 \dots 0,5$ мм в зависимости от габаритов узла и точности регулировки). Во втором случае подбор регулировочной шайбы, устанавливаемой между внутренним кольцом подшипника и уступом (буртиком) вала (см. рис. 12.3,б), требует неоднократного съема подшипника. Это должно учитываться при назначении посадки внутреннего кольца (обычно назначается переходная посадка). Второй случай регулировки более трудоемкий, но он необходим при установке радиально-упорных подшипников широкими торцами наружных колец навстречу друг другу (см. рис. 12.3,б).

Для предотвращения смещения внутренних колец подшипников относительно места установки на валу от вибрации предусматривают фиксацию их с двух сторон. Все высоконагруженные подшипники кре-

пятся с помощью гайки (см. рис. 12.2,б и 12.3,б). Это средство крепления является наиболее надежным. В малонагруженных механизмах допускается фиксация внутреннего кольца подшипника с помощью разрезных пружинных колец, а при малых ресурсах (механизмы периодического кратковременного действия) — с помощью гарантированного натяга. При больших назначенных ресурсах двухстороннее крепление внутренних колец является обязательным.

В фиксированных опорах подшипник (комплект подшипников) с обеих сторон жестко закреплен в осевом направлении как в корпусе, так и на валу (см. рис. 12.4).

Для увеличения жесткости опоры, восприятия больших осевых нагрузок и уменьшения радиальных габаритов опоры в ней устанавливаются двухрядные или сдвоенные подшипники. Применение двухрядных радиально-упорных подшипников вместо однорядных сдвоенных повышает допустимую радиальную нагрузку (у роликоподшипников на 70%) и не требует регулировки для одинаковой загрузки каждого из сдвоенных радиально-упорных подшипников. Осевые зазоры в опоре со сдвоенными подшипниками регулируют с помощью металлических прокладок, устанавливаемых между наружными и внутренними кольцами.

В тяжело нагруженных подшипниковых узлах при сборке с помощью регулировочных элементов не только регулируют осевые зазоры, но и создают определенный преднапряг с тем, чтобы на всех режимах работы сохранялся минимальный осевой зазор, обеспечивающий работоспособность механизма. Величина преднапряга назначается с учетом сил, действующих на подшипники, жесткости элементов конструкции, тепловых деформаций для всех условий работы [1, 4]. Различают зазоры в свободном состоянии подшипника, монтажные зазоры и рабочие зазоры. Величина рабочих зазоров определяется расчетом [4].

Конструкция фиксированной опоры является более сложной, чем опоры с односторонней осевой фиксацией [38]. Это вызвано необходимостью введения дополнительных деталей для крепления колец подшипников в отличие от односторонней фиксации подшипников. Но, обладая большей жесткостью по сравнению с другими видами опор, фиксированная опора, особенно при наличии предварительного натяга, более точно фиксирует положение зубчатых колес в зацеплении.

«Плавающие» опоры воспринимают только радиальную нагрузку. В них подшипник в осевом направлении жестко крепится на валу, а его внешнее кольцо в осевом направлении не фиксируется в случае применения радиального шарикоподшипника (см. рис. 12.4,а) и фиксируется с двух сторон при применении радиального роликоподшипника (см. рис. 12.4,б). Для крепления наружного кольца используют различные

средства: буртик, крышки, запечник стакана, разрезные пружинные кольца, прижимные кольца, радиальные штифты, выступы корпусов уплотнений. Варианты конструкции «плавающей» опоры приведены на рис. 12.4.

Для предотвращения смятия, разбивания и изнашивания посадочных мест в корпусах из легких сплавов подшипники во всех видах опорных устройств силовых механизмов устанавливают в стальных или титановых стаканах (см. рис. 12.1—12.4).

Для удобства сборки и регулировки зацепления конических зубчатых колес валы с консольным расположением колес в комплекте с подшипниками устанавливают в общих стаканах [32].

При периодическом действии растягивающих стакан и сжимающих корпус осевых нагрузок (см. рис. 12.3,б) и перепаде рабочих температур $+60 \dots -60^\circ \text{C}$ (120°C) поверхность стакана совершает малые перемещения относительно корпуса. Эти микроперемещения возникают при работе и исчезают в неработающем механизме. Они носят встречный характер (при возникновении — в одну сторону, а при исчезновении — в другую) и подобны колебательным перемещениям. Такие перемещения могут вызвать коррозионно-механическое изнашивание типа фреттинг-коррозии. Разрушение от нее происходит очень медленно, но при больших ресурсах может привести к выходу из строя мест сопряжения деталей. Один из путей снижения или устранения этого вида изнашивания — повышение сил трения, препятствующих смещению сопряженных поверхностей с помощью гарантированного натяга. Но большой натяг может вызвать микроразрушения (трещины) в материале корпуса или корпусных деталей из легких сплавов. Поэтому для индивидуальных стаканов или общих стаканов в цилиндрических зубчатых передачах предусматривают посадку типа $H7/p6$ и надежное крепление стакана к корпусу с помощью шпилек (винтов). Если стакан нужно перемещать для регулирования зацепления консольных зубчатых или червячных передач, его устанавливают по переходной посадке $H7/j_5$. При спокойном режиме работы механизма и надежном креплении стакана допускается посадка $H7/h6$.

12.3. Анализ функций элементов опор качения

К началу конструктивной проработки опорных устройств проектируемого механизма должен быть выполнен компоновочный эскизный чертеж механизма и намечены места установки подшипников на валах.

При постановке конструкторской задачи для разработки конкретного опорного устройства необходимо четко представлять не только общую функцию опоры, но и функцию каждого элемента опорного уст-

ройства, связь элементов между собой, форму элементов на основе принципа преемственности, используя знания о прототипах и аналогах проектируемой опоры, и возможные средства крепления наружного и внутреннего колец подшипника на валу и в корпусе.

Для реализации при конструировании принципа соответствия формы детали выполняемой функции необходимо выявить функцию каждой детали опорного устройства. Для этого в соответствии с системным подходом представим опорное устройство как систему взаимосвязанных элементов. За надсистему, имеющую функциональную, силовую и геометрическую связи с опорой, можно принять корпус механизма или весь механизм. Для более глубокого изучения структуры опорного устройства произведем декомпозицию надсистемы и системы (рис. 12.5) на основе конструкций прототипов и аналогов.

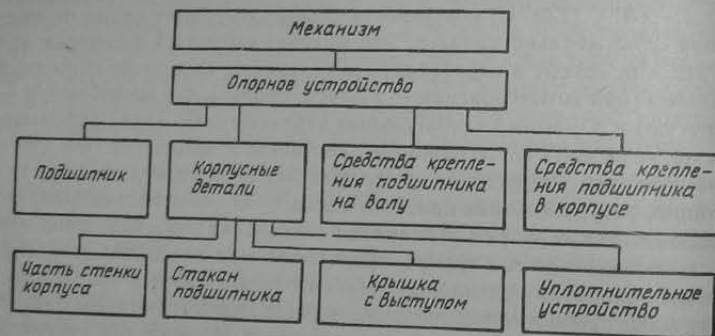


Рис. 12.5

После декомпозиции необходимо составить описание функции системы и составных частей. Общей сложной функцией опорного устройства является обеспечение свободного вращения вала; уменьшение момента трения, возникающего при движении элементов подшипника относительно друг друга; фиксирование вала в корпусе в радиальном и осевом направлениях; предотвращение заклинивания тел качения подшипника и передача нагрузок от вала на корпус; защита подшипника и внутренних узлов механизма от пыли и грязи, обеспечение герметизации внутренней полости механизма. В некоторых конструкциях в опорное устройство включают элементы системы смазки (перепускные втулки, жиклеры) или обеспечивают подвод смазочного материала к подшипнику через отверстия в стакане.

Главным элементом опорного устройства является подшипник. Его функция — обеспечение свободного вращения вала, уменьшение мо-

мента трения и передача нагрузки от вала на корпус через внутреннее кольцо, тела качения и наружное кольцо. Эта функция реализуется стандартной конструкцией подшипника, подбираемого при проектировании по справочной литературе.

Функции корпусных деталей различны. Часть корпуса механизма, в которой размещается опора, выполняется в силовых механизмах, как правило, с местным утолщением (см. рис. 12.1—12.4). Она предназначена для размещения подшипника или стакана, восприятия радиальной и осевой нагрузок от наружного кольца подшипника и размещения крепежных деталей (винтов или шпилек). Осевая нагрузка от наружного кольца подшипника передается в опоре с односторонней фиксацией через уступ крышки, корпуса уплотнения (см. рис. 12.1) или заплешико стакана (см. рис. 12.2,б и 12.3,б) на крепежные резьбовые детали и через резьбовое соединение на корпус. В опоре с двухсторонней фиксацией предусматривается упор подшипника с одной стороны в уступ крышки или корпуса уплотнения, с другой стороны — в заплешико стакана или какой-либо корпусной детали (специальный диск, гайку). Уступы или заплешики стаканов, осуществляя силовую связь подшипника с корпусом, испытывают напряжения смятия по своей торцевой поверхности и напряжения среза — по кольцевому сечению, проходящему на уровне наружной поверхности подшипника. Таким образом, сопряженные с подшипником корпусные детали типа стакана, крышки и корпуса уплотнения, помимо своих функций, выполняют функцию фиксаторов подшипников и деталей, служащих для силовой связи подшипников с корпусом (рис. 12.6).

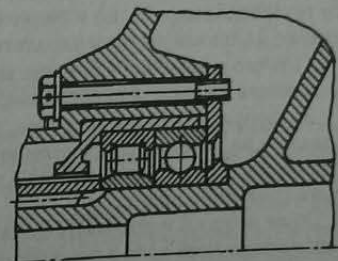


Рис. 12.6

В силовых механизмах с большим ресурсом обязательным элементом любой опоры является стакан подшипника из стали или титана. Его функциями являются предупреждение разрушения (разбиения, смятия, износа) посадочной поверхности (гнезда) подшипника в корпусе из легкого сплава (алюминиевого или магниевового) при длительной работе подшипника и передача нагрузки (радиальной, а в случае упора подшипника в заплешико — и осевой) от подшипника на корпус. Если подшипники валов с расположенными консольно коническими или косозубыми цилиндрическими зубчатыми колесами установлены в одном стакане, то стакан может выполнять дополнительную функцию

регулирующего элемента. Перемещением стакана относительно корпуса можно регулировать зубчатое зацепление (положение зубчатых колес относительно друг друга).

К средствам крепления подшипников на валу, входящим в узел опоры, относят гайки (см. рис. 12.2,б и 12.3,б), пружинные разрезные стопорные кольца (см. рис. 12.4), торцовые шайбы и внутренние гайки, вворачиваемые в торец вала (функция) — надежно фиксировать в осевом направлении внутреннее кольцо подшипника (совместно с уступом или буртиком на валу с другой стороны кольца) и передавать осевое усилие от вала на подшипник.

К средствам крепления подшипников в корпусах относят гайки, плоские прижимные кольца и пружинные разрезные стопорные кольца [39]. Их функции — надежно фиксировать в осевом направлении наружное кольцо подшипника (совместно с уступами и заплеками корпусных деталей) и передавать осевое усилие от подшипника на корпус.

12.4. Составление списка требований к конструкции опор качения

Работоспособность, надежность и долговечность механизмов и узлов ЛА обеспечивается не только правильным подбором подшипников по грузоподъемности, но и рациональной конструкцией опор. В механизмах ЛА опоры должны удовлетворять следующим требованиям:

- 1) точно и надежно в течение заданной долговечности фиксировать положение вала как в радиальном, так и в осевом направлениях;
- 2) воспринимать все нагрузки, действующие на подшипники, и передавать их на корпус; при этом ни один элемент опоры не должен выходить из строя (разрушаться) или терять работоспособность (нарушать свою функцию);
- 3) не должны испытывать дополнительные нагрузки от температурных деформаций вала и корпусных деталей;
- 4) конструкция опор должна исключать перетяжки при сборке;
- 5) обеспечивать работу подшипников без заклинивания тел качения;
- 6) обеспечивать нормальную работу зацеплений зубчатых или червячных передач и передачу винт-гайка и качалка-тяги;
- 7) обеспечивать защиту подшипников от пыли и грязи;
- 8) обеспечивать надежную герметизацию внутренней полости механизма и смазку подшипников;
- 9) быть надежными в условиях вибрации;
- 10) обеспечивать требуемую долговечность подшипников;
- 11) обеспечивать удобство и простоту монтажа и демонтажа подшипников;
- 12) иметь минимальные массу и габариты.

При конструировании опор выполнение требований к ним реализуется правильным выбором схемы установки подшипников («враспор» или с фиксированной в корпусе опорой), типа подшипников, наиболее надежного в данных условиях работы опоры и ее нагружения, способа крепления подшипников в корпусе и на валу, посадок подшипников на валу и в корпусных деталях.

Требования функционирования подшипников механизмов без заклинивания тел качения выполняются обеспечением прочности и достаточной жесткости, надежности и долговечности всех деталей опорного устройства; применением надежного стопорения (контровки) резьбовых соединений опор для предотвращения самоотвинчивания гаек в условиях вибрации и ослабления плотного стыка деталей, передающих осевую нагрузку; регулировкой осевых зазоров подшипников с помощью регулировочных элементов; введением прокладок между корпусом и опорами для регулирования зацеплений зубчатых колес; обеспечением возможности монтажа и демонтажа подшипников без повреждения сопрягаемых поверхностей и элементов подшипников (введение ступенек на валах и гидросъем подшипников упором только во внутренние кольца).

12.5. Примеры конструирования опор

Конструирование опор в передаточных механизмах. К началу конструкторской проработки опорного устройства должна быть выполнена эскизная компоновка механизма и определены места установки подшипников на валу. В соответствии с расстоянием между опорами и диапазоном температур, ожидаемых в эксплуатации и указанных в ТЗ (техническом задании на проектирование механизма), предварительно выбирается схема установки подшипников, и в зависимости от величины, направления и характера нагрузки на вал намечаются тип и серия подшипников для обеих опор. Последнее необходимо для определения местоположения условных опор на расчетной схеме вала [10]. Например, при намеченном радиальном однорядном шариковом подшипнике условная опора размещается на расчетной схеме вала в плоскости симметрии подшипника (см. рис. 12.1). При намеченном радиально-упорном шариковом или роликовом подшипнике условная опора сдвигается от плоскости симметрии до точки пересечения линии контакта с геометрической осью вала (см. рис. 12.2 и 12.3). В этом случае расчет нагрузки на подшипники становится более точным. Определение нагрузки на подшипники изложено в [10].

Конструирование опорного устройства рационально вести в следующем порядке (стадии конструирования фиксированной опоры иллюстрируются примером на рис. 12.7):

1. Подобрать по справочнику конкретный подшипник выбранных предварительно типа и серии по диаметру посадочного места на валу. Для него становятся известными диаметр отверстия d , наружный диаметр D и ширина B .

2. Вычертить фрагмент вала с подшипником или подшипник на компоновочном чертеже (рис. 12.7,а).

3. В соответствии с условиями работы подшипника, указанными в ТЗ (спокойная работа, возможные удары, вибрация), видом и величиной нагрузки, характером нагружения внутреннего кольца (местное, циркуляционное, колебательное) выбрать средства крепления внутреннего кольца подшипника и вычертить их на эскизном чертеже.

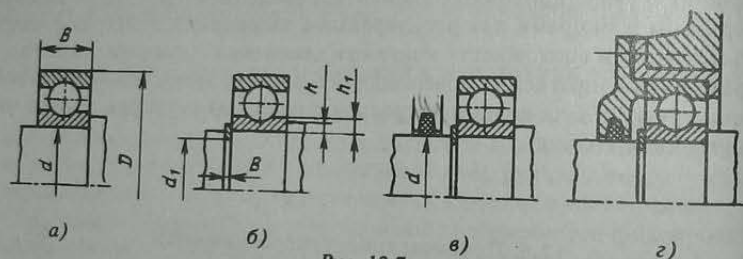


Рис. 12.7

На рис. 12.7,б приведен пример фиксации внутреннего кольца подшипника с помощью уступа вала и пружинного разрезного кольца, которое выбрано в соответствии с условиями спокойной работы при небольшой осевой нагрузке. На рис. 12.2,б и 12.3,б приведены примеры использования гайки для условий работы при возможных ударах (грубые посадки самолета) и вибрации или при спокойной работе и больших осевых нагрузках.

Стопорное кольцо подбирается по d из ГОСТ 13940-80. Для него становятся известными внутренний диаметр d_1 и ширина B кольцевой канавки. Высота уступа вала h должна быть ниже высоты (толщины) внутреннего кольца подшипника h_1 . Ориентировочно ее можно определять по формуле $h = 0,05(D - d) + (2 \dots 3)$ мм.

4. Выбрать тип уплотнения, если опора размещена у входного или выходного вала (на их входном или выходном конце), по величине окружной скорости цапфы вала v и условиям работы и смазки подшипника. В примере (рис. 12.7,в) подобрано фетровое уплотнение при

$v < 8$ м/с. При значительных перепадах давления внешней среды и внутренней полости механизма устанавливается многорядное фетровое уплотнение. При окружных скоростях $v > 20$ м/с возможно применение уплотнения смешанного типа [32] (комбинация из контактных и бесконтактных уплотнений).

5. Выбрать средства крепления наружного кольца подшипника в корпусе. На рис. 12.7,г приведен пример осевой фиксации кольца с помощью заплечика стакана и выступа корпуса уплотнения. Ширина центрирующего пояса выступа корпуса уплотнения выбирается в пределах $3 \dots 5$ мм, толщина стенок стакана — по соотношению $\delta = 2 + 0,015D$ [30]. Корпус уплотнения крепится к корпусу механизма с помощью винтов или шпилек.

6. Сконструировать стакан и закрепить его в корпусе с помощью фланца (рис. 12.7,з). Возможный вариант крепления стакана с помощью отбортовки при фиксации вала в корпусе по схеме «враспор» показан на рис. 12.1. Для размещения стаканов стенки корпуса обычно утолщаются.

После разработки эскиза узла вала с опорами подшипники проверяют на долговечность (по динамической грузоподъемности) и окончательно устанавливают тип и серию подшипников. При необходимости вносят коррективы в чертеж опоры.

Конструирование опор в узлах ЛА. В узлах механизмов управления элеронами, рулями высоты и направления, стабилизаторами, предкрылками и закрылками применяются специальные подшипники качения, выбираемые по нормам Н52-096 [22]. В системах управления ЛА широко применяются рычажные механизмы. Их совокупность получила название механической проводки.

В качестве примера рассмотрим рациональный порядок конструирования опор в узле качалка-кронштейн механической проводки ЛА. В соответствии с требованиями системного подхода при конструировании можно рекомендовать следующий порядок операций [35]:

1. Описание назначения узла качалка-кронштейн.
 2. Выделение системы и надсистемы и установление их связи друг с другом.
 3. Декомпозиция узла опоры и установление связи его элементов.
 4. Описание функций отдельных элементов узла опоры.
 5. Составление списка требований к опорам качалки.
 6. Уточнение конструкторской задачи и ее решение.
- Рассмотрим содержание каждой операции.
1. Качалка (рис. 12.8) предназначена для передачи движения и усилия от органа управления к исполнительному механизму в составе механической проводки ЛА. Движение и усилия передаются в одну сторону.

ну от тяги 1 к тяге 2, в другую сторону — от тяги 2 к тяге 1. Эту функцию качалка 3 может выполнить, совершая качательное движение. Реализация этого движения осуществляется через подвижное соединение качалки с кронштейном 4, жестко связанным с корпусом 5 ЛА. Для обеспечения подвижного соединения звена 3 со звеном 4 между ними вводятся подшипники качения (рис. 12.9), выбираемые по величине усилия $\vec{F}_3$, действующего со стороны кронштейна 4 на качалку 3.

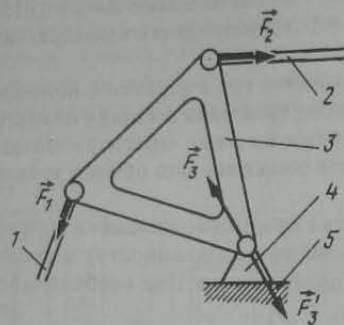


Рис. 12.8

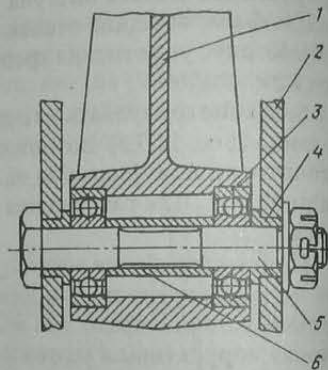


Рис. 12.9

В целом узел качалка-кронштейн предназначен для передачи движения от органа управления к исполнительному механизму с изменением направления движения и для передачи усилия с изменением его направления от одной тяги к другой (тяги подвижно соединены с качалкой).

2. Используем типовую конструкцию (см. рис. 12.9) прототипа узла качалка-кронштейн (реализация принципа преемственности) для составления конструктивной функциональной структуры узла (рис. 12.10) и выделения системы и надсистемы. За систему примем узел опоры, выполняющий функцию обеспечения качательного движения качалки и уменьшения потерь на трение при движении качалки относительно кронштейна (функция Φ_0). Жесткая связь кронштейна с корпусом ЛА

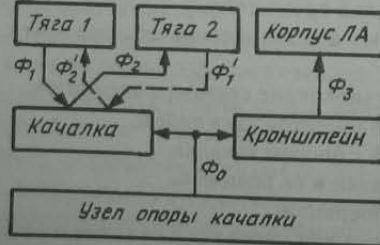


Рис. 12.10

обеспечивает передачу усилия от качалки через кронштейн на корпус ЛА (функция Φ_3). Функцией качалки, с одной стороны, является передача движения и восприятие усилия от тяги 1 (Φ_1), а с другой стороны — передача этого усилия к тяге 2 и перемена его направления (Φ_2). При обратном движении управляющего органа изменяется направление сил $\vec{F}_1$ и $\vec{F}_2$, и тогда функции качалки заключаются в восприятии силы от тяги 2 и передаче усилия к тяге 1 (функции Φ'_1 и Φ'_2).

За надсистему примем узел качалка-кронштейн (см. рис. 12.9), внутри которого размещается узел опоры качалки, имеющий функциональную, силовую и геометрическую связи с деталями надсистемы.

На качалку 3 (см. рис. 12.8) действуют усилия со стороны тяг $\vec{F}_1$ и $\vec{F}_2$. Их равнодействующая $\vec{F}_3$ приложена к качалке и через узел опоры передается на кронштейн. Надсистема составляет часть механической проводки, которая через тяги 1 и 2 ограничивает по углу поворота движение качалки относительно кронштейна, заставляя ее совершать качательное движение. Это необходимо учитывать при оценке долговечности подшипников, наружные кольца которых вместе с качалкой должны совершать качательное движение.

3. Произведем декомпозицию узла опоры. Узел включает: неподвижную ось 5, закрепленную в кронштейне 2, два подшипника качения 3, подвижным корпусом которых является качалка 1, распорную втулку 6, две опорные втулки 4, установленные с гарантированным натягом в корпус кронштейна 2 (см. рис. 12.9).

Элементы узла опоры связаны между собой, а часть из них — с деталями надсистемы. Подшипники имеют функциональную, силовую и геометрическую связи с элементом надсистемы — качалкой 1, а также силовую связь с кронштейном 2 через ось 5 и опорные втулки 4 (см. рис. 12.9). В силовой связи качалки с корпусом кронштейна участвуют (помимо подшипников) ось 5 и опорные втулки 4. При этом ось испытывает изгиб, срез у опорных втулок, смятие на участках под внутренними кольцами подшипников качения, а опорные втулки — удельное давление (смятие) по части цилиндрической поверхности.

Геометрические размеры подшипников, подобранные по условию малоциклового прочностного при качательном движении (по предельному числу качаний при данной величине силы $\vec{F}_3$), определяют часто диаметр оси, который проверяется далее по изгибу. При недостаточной прочности на изгиб изменяется диаметр оси и соответственно подбираются новые подшипники.

Для надежной осевой фиксации подшипников и обеспечения их точного положения на оси применяют распорную втулку б и опорные втулки 4.

4. Анализ устройства и условий работы узла опоры прототипа, связей с элементами надсистемы (узла качалка-кронштейн) и элементов опоры друг с другом позволяет выявить функции элементов проектируемого узла.

Главными элементами опоры качалки являются подшипники качения. Они выполняют сложную функцию: обеспечивают качательное движение качалки для изменения направления усилия от одной тяги к другой в системе механической проводки, уменьшают потери на трение между качалкой и кронштейном (в механической проводке), передают нагрузку от качалки на корпус кронштейна, фиксируют определенное положение качалки относительно корпуса ЛА.

Ось служит базовой деталью для качалки и подшипников и обеспечивает вместе с подшипниками качательное движение качалки.

Опорные втулки служат для уменьшения напряжений смятия участков оси, расположенных в стенках корпуса кронштейна (см. рис. 12.9).

Распорная втулка предназначена для осевой фиксации внутренних колец подшипников (совместно с фланцами опорных втулок).

5. Опорное устройство должно удовлетворять следующим основным требованиям: 1) обеспечивать качательное движение без заклинивания тел качения; 2) воспринимать нагрузки от качалки и передавать их на корпус кронштейна; 3) фиксировать положение качалки относительно кронштейна; 4) компенсировать возможные температурные деформации сопряженных деталей; 5) быть надежным в условиях вибрации; 6) иметь минимальную массу всех элементов; 7) обеспечивать удобство и простоту сборки и разборки.

6. Конструкторскую задачу при проектировании узла опоры качалки на основе анализа структуры прототипа узла, функций элементов узла, функциональных, силовых и геометрических связей с элементами надсистемы и составления списка требований можно сформулировать так: сконструировать опорное устройство качалки с учетом данных ТЗ, силового расчета элементов механической проводки (силы $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3$), требований к опоре и эскизной компоновки узла качалка-кронштейн.

Перед решением этой задачи должен быть выбран прототип проектируемого опорного устройства и проанализирована его структура. Решение задачи можно находить, используя следующий порядок конструирования и расчета:

1. Выбрать схему фиксации качалки относительно корпуса кронштейна. Обычно выбирается схема «враспор» с учетом малых темпера-

турных деформаций детали опорного устройства, качалки и кронштейна при типовом диапазоне рабочих температур +60...-60°С.

2. Разработать предварительный эскиз ступицы, наметить места установки в ней подшипников (или расположение уступов на поверхности отверстия ступицы — см. рис. 12.9).

3. По расчетной нагрузке на каждый подшипник $\vec{F}_3/2$ и заданной долговечности (число качаний) подобрать конкретные подшипники в соответствии с нормалью Н52-096. С учетом размеров подшипников (d — диаметр внутреннего отверстия, D — наружный диаметр, B — ширина) разместить подшипники в ступице качалки (второй вариант эскизного чертежа).

4. Проверить ось опорного устройства на изгиб и срез. В случае расхождения в диаметре оси и подшипника (d) внести коррективы в эскиз (окончательный вариант эскизного чертежа).

5. Вычертить на окончательном эскизном чертеже распорную и опорные втулки и стенки корпуса.

Глава 13. КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ КА

13.1. Механизмы КА и их элементы

Современные космические аппараты широко используются для решения задач народного хозяйства:

создания систем связи, теле- и радиовещания; решения проблем экологии — рационального использования природных ресурсов, предупреждения о бедствиях и катастрофах; изучения Вселенной.

В перспективе КА будут применяться, например, для отработки технологий производства ряда препаратов в космосе.

На КА имеется большое количество механизмов, приводящих в движение элементы конструкции. Рассмотрим типовые механизмы, применяемые на КА и ракетах-носителях (РН). Источником энергии для механизмов КА является бортовая электросистема, пневмогидросистема (ПГС) и пиротехнические средства.

По функциональным признакам механизмы ЛА можно разделить на следующие группы:

1. Механизмы, связанные с эксплуатацией (приводящие элементы КА и РН в рабочее состояние, поддерживающие необходимое функционирование элементов конструкции в полете и на старте). Эти механизмы обеспечивают:

а) сброс головного обтекателя (ГО), разделение ступеней и их расталкивание (в некоторых из них используются пироустройства);

б) открытие крышек защитных устройств приборов, аппаратов (телескопов, фотоаппаратуры и др.), разворачивание солнечных батарей и антенн;

в) наведение антенн, обслуживающих связь, и солнечных батарей;

г) функционирование органов управления одноразовых и многоразовых ЛА.

2. Механизмы, входящие в системы жизнеобеспечения (СОЖ): приводы вентиляторов, гидроразделителей, диафрагменных насосов, устройств для физической подготовки космонавтов (беговая дорожка, велоэргометр).

3. Механизмы, выполняющие стыковку и захват:

а) стыковочные устройства;

б) манипуляторы, функционирующие в грузовом отсеке и используемые при перестыковке.

4. Механизмы для передвижения и выполнения различных работ на планетах:

а) планетоходы;

б) механизмы для забора грунта, вращения телевизионных камер и др.

5. Механизмы космического машиностроения, используемые для создания крупногабаритных конструкций (платформ, станций), входящие в состав информационных, энергетических систем, технологических установок для процессов, проводимых в условиях невесомости, вакуума, и механизмы, формирующие бескаркасные пленочные конструкции зеркал с помощью центробежных сил.

6. Механизмы, являющиеся элементами пневмогидросистем: клапаны, силовые цилиндры, насосы и др.

В отдельную группу можно выделить пироустройства, независимо от их назначения (сюда можно отнести ряд механизмов, включенных в группу 1а).

Возможно создание новых образцов механизмов КА, не входящих в перечисленные группы.

Ко всем механизмам предъявляются требования, изложенные в п. 1.4.

В соответствии с классификацией, принятой для ЭВМ, ряд механизмов, установленных на КА и РН, можно называть мини- или даже микромеханизмами, так как сам ЛА является машиной. Мини-машины ЛА состоят из двигательного механизма (двигательной группы), передаточного механизма (группы передач) и рабочего (исполнительного) механизма, выполняющего конкретное функциональное движение. Кроме того, у них имеется система управления, выполненная с исполь-

зованием электрических цепей, управляющих коммутирующими элементами. СУ может включать блок концевых контактов, входящих непосредственно в цепи электродвигателей или управляющих реле. С помощью концевых контактов осуществляется последовательное включение электрических цепей, обеспечивающих работу механизма. Частью машины или мини-машины является привод — устройство для приведения ее в действие. Привод состоит из двигательного, передаточного механизмов и СУ.

Характерной особенностью большинства электромеханических приборов КА является их малая мощность (до 60...100 Вт). Это приводит к тому, что большинство передач являются мелко модульными.

Рассмотрим ряд наиболее сложных приводов без их подробного изучения (концепцию, общие принципы, подходы, требования и приемы конструирования) и поясним термины, используемые в настоящей главе.

Люфтовывбирающие устройства предназначены для выборки бокового зазора между зубьями в реверсивных передачах. Наличие зазора в таких передачах вызывает появление мертвого хода и дополнительных динамических нагрузок.

Люфтовывбирающими устройствами снабжены разрезные зубчатые колеса с пружинами растяжения, сжатия или кручения. Эти колеса сдвоены: одна их половина неподвижна относительно вала, а другая вращается под действием пружины. Конструкция и расчет люфтовывбирающих устройств приведены в [32].

Для соединения валов с целью передачи вращающего момента служат муфты.

Управляемые муфты применяются для принудительного соединения и рассоединения валов механизма.

Самоуправляемые муфты используются для автоматических разединений валов, при изменении направления вращающего момента (предохранительные), при определенной величине передаваемого момента (фрикционные). Обгонные муфты подразделяются на храповые и фрикционные. Обгонные муфты действуют вследствие заклинивания роликов или шариков, действующие вследствие заклинивания роликов или шариков между полумуфтами. Храповые муфты выполняются с зубчато-храповым колесом, имеющим зубья несимметричной формы и собачку, западающую во впадины между зубьями. Собачка обеспечивает передачу момента лишь в одном направлении.

К предохранительным муфтам относятся фрикционные муфты, работа которых основана на создании сил трения между ее элементами. Силу трения регулируют, изменяя силы, сжимающие трущиеся поверхности. При превышении отрегулированного на необходимую величину вращающего момента в муфте происходит проскальзывание фрикцион-

ных элементов. Силы трения также используются в тормозах для уменьшения скорости или полной остановки механизма.

Конструкции и расчет муфт приведены в [32].

Точность зубчатых передач определяется следующими основными параметрами: кинематической точностью, плавностью работы, контактом и боковым зазором. В точных реверсивных приводах предъявляются высокие требования к кинематической точности и не допускается большой мертвый ход.

Кинематическая точность определяется полной погрешностью углов поворота сцепляющих колес за один оборот.

Мертвый ход характеризуется величиной рассогласования углов поворота ведущего и ведомого колес при перемене направления вращения. Мертвый ход связан с боковым зазором между зубьями, зазором в опорах и деформацией валов. Мертвый ход снижает точность механизма и вызывает появление динамических нагрузок.

Далее рассмотрим конструирование точного двухступенного привода, являющегося одним из сложнейших элементов, используемых на КА. Двухступенные приводы применяются и в устройствах наведения солнечных батарей, но необходимая точность их передаточных механизмов значительно ниже.

13.2. Конструирование точных двухступенных приводов

Рассмотрим электромеханические приводы систем управления антенными устройствами (АУ): остронаправленными антеннами (ОНА) и активнофазированными антенными решетками (АФАР). Их наведение осуществляется с помощью точных двухступенных электромеханических приводов (ЭП). АУ предназначены для передачи информации с борта КА на Землю и обратно. В системах, обеспечивающих наведение АУ в пространстве, используются приводы, имеющие две степени подвижности.

Конструкция таких приводов может выполняться в следующих разновидностях:

1. Два автономных привода (рис. 13.1: а — привод азимут — угол места; б — двухугломестный привод).

Привод 3, состоящий из двигателя D_1 и редуктора P_1 , закреплен на КА, а его выходной вал 4, вращая привод 2, состоящий из двигателя D_2 и редуктора P_2 , осуществляет наведение по одной координате α . На выходном валу 5 привода 2 установлено АУ 1. При вращении вала 5 осуществляется наведение в другой плоскости по углу β .

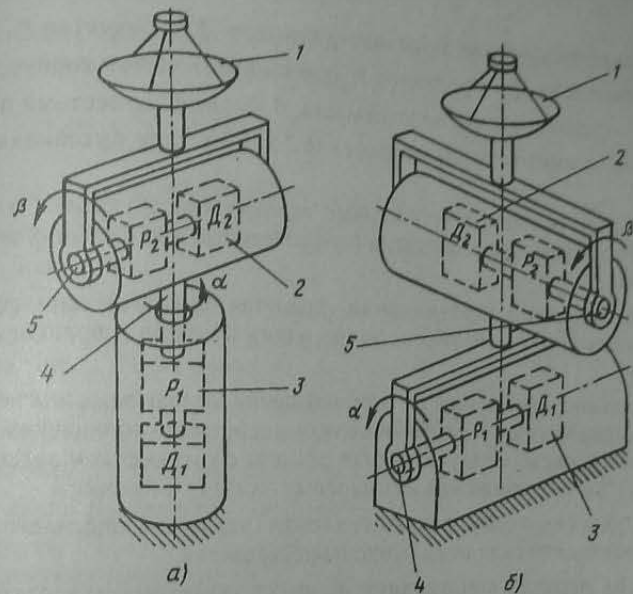


Рис. 13.1

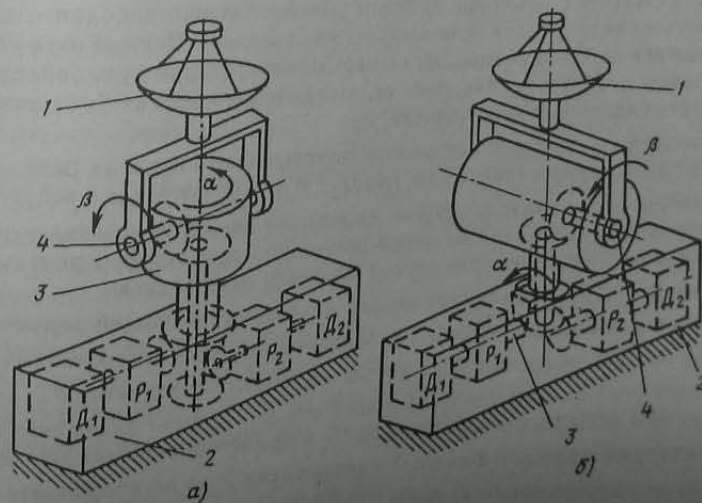


Рис. 13.2

2. Два привода (один включает двигатель D_1 и редуктор P_1 , а другой — двигатель D_2 и редуктор P_2) находятся в общем корпусе 2 (рис. 13.2: а — привод азимут — угол места; б — двухугломестный привод).

Приводы имеют два выходных вала 3 и 4. На валу 4 установлена антенна 1.

Наиболее распространен первый вариант конструкции. Он проще, но имеет следующие недостатки (существенные при больших углах отработки):

а) увеличение сопротивления вращения из-за подвижного жгута или токосъемных устройств, подводящих питание к вращающемуся приводу;

б) большие расстояния от осей вращения до центра тяжести антенны, что приводит к большим моментам инерции, возмущающим силам, габаритам и массе. Эти расстояния связаны с устранением затемнения. Часто АУ устанавливаются на выносных штангах и балках;

в) трудность в обеспечении теплового режима вращающегося привода, меняющего свое положение в пространстве.

Второй вариант конструкции не имеет указанных недостатков, но сложность ее проектирования связана с обеспечением независимости отработки по координатам от двух приводных двигателей. Эта задача может решаться с помощью системы управления или дополнительных механических устройств (кинематических звеньев). Первый путь ведет к усложнению СУ и уменьшает ее надежность, второй путь более перспективен в случае необходимости обеспечения высокой точности, но требует усложнения конструкции.

Рассмотрим другую конструкцию двухступенного привода, размещенного в одном корпусе (рис. 13.3, а, где D_i , P_i — i -е двигатель и редуктор). При работе этого привода эффект наложения движения возникает потому, что передача в одной из цепей превращается в дифференциальный механизм при отработке угла другой кинематической цепью.

Двигатель D_1 с кинематической цепью, включающей редукторы P_1 , P_3 и конические колеса 1, 3, отрабатывает угол поворота α вала 4 вокруг оси Y, а двигатель D_2 с цепью, включающей редуктор P_2 , отрабатывает угол по координате β вокруг оси X. Эффект наложения возникает при неподвижном двигателе D_1 и при вращении вала двигателя D_2 , который вращает корпус 2а (отработка угла по координате β). При этом одновременно начинает вращаться коническое колесо 3, так как оно обкатывается по зубьям конического колеса 1. Происходит отработка угла по координате α , что приводит к зависимости движения

по углу α от β (последнее необходимо устранить). Частоты вращения валов 2 и 4 определяются уравнениями

$$n_2 = \frac{n_{g2}}{u_{g2-2}}; \quad n_4 = \frac{n_{g1}}{u_{g1-4}} + \frac{n_2}{u_{2-4}} = \frac{n_{g1}}{u_{g1-4}} + \frac{n_{g2}}{u_{2-4}u_{g2-2}},$$

где n_{g1} , n_{g2} — частоты вращения валов двигателей D_1 и D_2 ; u_{g2-2} — передаточное число от двигателя D_2 к валу 2; u_{g1-4} — от двигателя D_1 к валу 4; u_{2-4} — от вала 2 к валу 4.

Из уравнений видно, что вращение вала 2 не зависит от вращения вала двигателя D_1 , а вращение вала 4 зависит от вращения вала двигателя D_2 . Однако при неподвижном вале двигателя D_2 и вращающемся вале двигателя D_1 эффект наложения отсутствует.

Паразитное вращение вала 4 при наложении происходит с частотой

$$n_{\text{п}} = \frac{n_2}{u_{2-4}}.$$

Для устранения паразитного вращения необходимо дополнительное вращение, компенсирующее его. Дополнительное вращение вала 4 с частотой $n_{\text{доп}} = \frac{n_2}{u_{2-4}}$, обеспечивающей независимость отработки по координатам, можно реализовать с помощью введения дополнительных механических устройств:

1) установкой в механизме третьего двигателя D_3 , соединенного с D_1 через дифференциал ДФ и вращающего вал 4 с $n_{\text{доп}}$ (рис. 13.3, б); соответственно частота вращения вала двигателя D_3 должна быть

$$n_{g3 \text{ доп}} = -\frac{n_2}{u_{2-4}} u_{g3-4}, \quad u_{g3-4} = u_{g3-1} u_{1-3} u_{3-4}$$

дифференциал обеспечивает независимость работы D_1 и D_3 ;

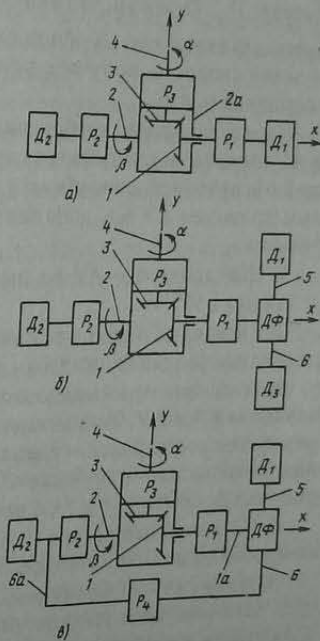


Рис. 13.3

2) заменой двигателя D_3 с помощью дополнительной кинематической цепи $ba-b$ от двигателя D_2 к дифференциалу $D\Phi$, которая обеспечивает дополнительную частоту вращения вала 4 (рис. 13,3,в):

$$n_{\text{доп}} = \frac{n_{g2}}{u_{1a-4} u_{6-1a} u_{6a-6}}, \quad u_{1a-4} = u_{1a-1} u_{1-3} u_{3-4},$$

где u_{6-1a} , u_{6a-6} — передаточные числа дифференциала $D\Phi$ и редуктора P_4 . Отметим, что кинематическая цепь от двигателя D_2 становится двухпоточной. В обоих случаях при введении дополнительной угловой скорости получаем независимость движения АУ по каждой из координат α и β .

Наряду с общими требованиями для конструкций ЛА (см. разд. 1.4) и АУ имеются и специфические: высокая точность, обеспечение большой нагрузочной способности и крутильной жесткости. К современным приводам АУ КА дополнительно предъявляются следующие требования:

1. Наведение оси АУ по двум координатам в заданных диапазонах углов (до $\pm 95^\circ$).
 2. Наведение в двух режимах: слежения (малая скорость) и перенацеливания (большая скорость до 4°с^{-1}).
 3. Точность отработки углов по координатам, которая зависит от назначения КА и АУ. Точные приводы обеспечивают суммарную точность отработки углов β по координатам не более $\alpha = \pm 10'$, при мертвом ходе выходных валов — не более $4'$. У высокоточных приводов при угле отработки $\beta = \pm 95^\circ$ $\alpha = \pm 5'$, а при $\beta = \pm 15^\circ$ $\alpha = \pm 1'$.
 4. Назначенный ресурс — до 30 000 и даже 50 000 часов при функционировании до 5 лет и более.
 5. Минимальное возмущающее воздействие на КА при работе приводов. Это накладывает жесткие ограничения на моменты инерции вращающихся элементов, моменты сопротивления вращению.
 6. Надежная работа при существенных механических и кинематических воздействиях.
- Рассмотрим, как обеспечивается ряд важных параметров точных двухстепенных приводов АУ.
- Точность приводов определяется в основном кинематической погрешностью и мертвым ходом. Эти параметры обычно обеспечиваются с помощью выходной передачи, которая должна иметь высокую точность и большое передаточное число. В этом случае погрешность предыдущих передач не оказывает существенного влияния на точность привода в целом.

Проведя декомпозицию привода (надсистемы), рассмотрим входящие в него передаточные механизмы. В конструкции последних в соответствии со сформулированными требованиями необходимо реализовать малый мертвый ход, высокую точность, резервирование для двигателей, необратимость вращения, а подчас и большой ресурс.

Проанализируем конструктивные мероприятия, обеспечивающие реализацию этих характеристик, проводя декомпозицию передаточного механизма (системы) на входящие в него (в нее) отдельные кинематические цепи (подсистемы).

В качестве выходных элементов приводов КА обычно используются цилиндрическая, зубчатая, червячная, волновая и планетарная передачи. Отметим их преимущества и недостатки.

Цилиндрическая передача проста в изготовлении и имеет высокий КПД и большой ресурс. Зубчатые колеса можно изготовить с большой точностью. Однако их невозможно выполнить с большим передаточным числом и малыми габаритами. Практически передаточное число одной ступени — не более 10.

Червячная передача проста и технологична в изготовлении, имеет высокую точность, большое передаточное число ($u = 20 \dots 100$) и может быть самотормозящей.

Существенным ее недостатком является низкий КПД (для приводов КА $\eta < 0,4$), а также небольшой ресурс работы (не превышает 100 ч) из-за износа бронзового червячного колеса. Этот недостаток обычно не позволяет использовать червячные передачи в качестве выходных элементов. Их применение существенно ухудшает характеристики приводов, в которых дублирование двигателей осуществляется с помощью дифференциала и червячных передач, так как для двух последовательно установленных передач $\eta < 0,15$.

Волновая передача имеет сравнительно высокий КПД ($\eta = 0,7 \dots 0,9$), большое передаточное число ($u = 80 \dots 200$), высокую точность и нагрузочную способность за счет многопарности зацепления (усреднения погрешности) и не требует люфтовывирающих устройств. Недостатки волновых передач связаны с наличием гибкого колеса, изготовить которое сложно. Оно имеет ограниченный ресурс и низкую крутильную жесткость. Повышенный износ зубьев при длительной работе вызывает нестабильность точностных характеристик во время эксплуатации (значительно увеличивается мертвый ход передачи).

Из планетарных передач рассмотрим передачу типа $2K-H$ (рис. 13.4,а) и $K-H-V$ (рис. 13.4,б) с большим передаточным числом до $u \leq 100000$. На рис. 13.4,а,б: 1 — неподвижное зубчатое колесо с внутренним зацеплением; 2 — выходное зубчатое колесо; 3 и 4 — зубчатые колеса сателлитов; H — водило; W — механизм, предназначенный для удерживания

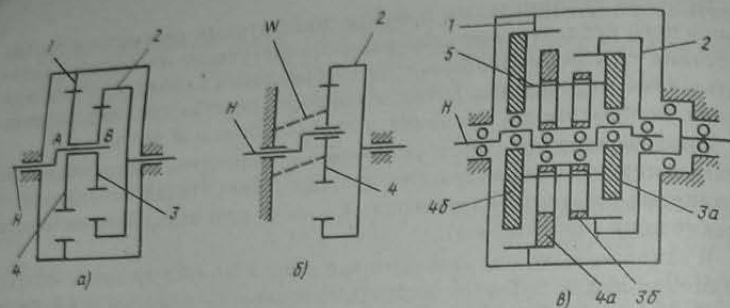


Рис. 13.4

сателлита 3 от поворота и обеспечивающий его плоскопараллельное движение. Передаточное число механизма $W = u = 1$.

Передачи типа $2K-H$ обладают высокой крутильной жесткостью, имеют меньший износ зубьев, чем волновые передачи. Их КПД сильно зависит от передаточного числа. При передаточном числе $u = 70 \dots 100$ КПД доходит до 0,8. При увеличении передаточного числа резко падает КПД.

Передачи $2K-H$ с одним сателлитом по сравнению с волновыми передачами имеют меньшую точность и нагрузочную способность. У этой планетарной передачи сильно нагружены подшипники кривошипного вала, а при недостаточной жесткости конструкции может произойти выжимание зубьев сателлита из зацепления, в результате чего снижается КПД, точность, крутильная жесткость, возрастает износ и даже может произойти выход зубьев из зацепления (проскок). Следовательно, передачи $2K-H$ с одним сателлитом целесообразно применять в ненагруженных приводах средней точности с большим ресурсом работы. В работе [42] предлагается более совершенная структура конструкции передачи $2K-H$: вместо одного сателлита используются два и консольная установка сателлита заменена двухопорной.

Такая передача хотя и является более сложной, но зато повышаются примерно в два раза точность и нагрузочная способность за счет увеличения многопарности зубчатых зацеплений. Нагрузка на подшипники кривошипного вала уравновешена, исключаются перекашивание и проскок зубьев, увеличивается крутильная жесткость. Точность передачи незначительно уступает волновой. На рис. 13.4, в приведена новая, более совершенная конструкция передачи $2K-H$ с двумя сателлитами, где 1 и 2 — неподвижное и выходное зубчатые колеса с внутренним зацеплением, H — водило.

Новая конструкция получена заменой сателлита 3 (см. рис. 13.4, а) на два — 3а и 3б (см. рис. 13.4, в), а сателлита 4 — на 4а и 4б, введением составных сателлитов, зубчатые колеса которых 3а и 4а соединены пальцами 5, входящими в окна сателлитов 3б и 4а.

Передача $K-H-V$ более точная, чем $2K-H$, так как имеется только одно зубчатое зацепление. Эту передачу также можно легко сделать двухсателлитной. Передача $K-H-V$ может быть более точной, чем волновая, при условии, что механизм W имеет весьма малую погрешность. От характеристики механизма зависят крутильная жесткость, нагрузочная способность, КПД и ресурс работы.

В передачах $2K-H$ и $K-H-V$ большие передаточные числа получаются при малой разнице зубьев (включая $z_d = z_2 - z_3 = 1$). Трудность в расчетах геометрии внутреннего зацепления связана с обеспечением отсутствия интерференции. Последнее выполняется введением угловой или высотной коррекции зацепления.

Высокие требования по надежности предъявляются к приводам АУ КА, так как отказ работы привода обычно приводит к выходу из строя и срыву дорогостоящей программы всего КА. Для повышения надежности используется резервирование. Рассмотрим одно из конструктивных решений резервирования — дублирование двигателей, вызванное их недостаточной надежностью. Введение в конструкцию одного резервного двигателя достаточно для обеспечения требуемой для КА надежности.

Проанализируем некоторые способы дублирования.

1. Дублирование осуществляется с помощью различных переключающих устройств, соединяющих вал с одной или другой кинематической цепью. Этот способ позволяет дублировать не только двигатель, но и элементы кинематической цепи. Например, можно использовать два одинаковых привода, у которых общим элементом будет лишь выходная передача.

Однако дублирование зубчатых передач, обладающих очень высокой надежностью, неоправдано и приводит лишь к усложнению конструкции, увеличению массы и габаритов. Практически обычно дублируют только двигатели с первыми парами зубчатых колес, которые наиболее сильно изнашиваются. Недостаток этого способа заключается в том, что переключающие устройства (управляемые муфты) обладают низкой надежностью.

2. Наиболее распространен способ дублирования с помощью дифференциалов. Он обычно применяется для дублирования двигателей. Для исключения влияния одного двигателя на другой в кинематическую схему блока двигательной группы кроме дифференциала вводят

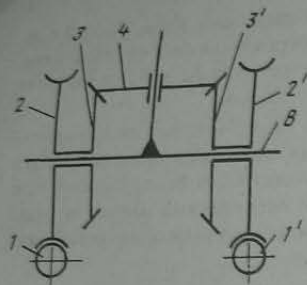


Рис. 13.5

два устройства необратимого вращения. В качестве таких устройств используют червячные передачи, имеющие низкий КПД и малый ресурс, или муфты необратимого вращения. Эти муфты имеют большой мертвый ход (в некоторых конструкциях до 90°), низкую надежность и сложную конструкцию. Устройство с червячными передачами и дифференциалом приведено на рис. 13.5, где 1, 1' — червяки, приводимые во вращение от двух двигателей; 2, 2' — червячные колеса и дифференциал, состоящий из конических колес 3, 3' и 4. Вращение к выходному валу передается от двух двигателей. При отключении одного из двигателей оно продолжается, но с вдвое меньшей скоростью.

3. Дублирование реализуется так, что оба двигателя связаны с одним и тем же элементом кинематической цепи. Оба двигателя работают одновременно. При выходе из строя одного из двигателей второй двигатель продолжает вращать ротор неисправного двигателя. Такой способ называется «горячим резервированием», а способ, когда один двигатель работает, а второй неподвижен, — «холодным». «Горячее резервирование» не применяется для приводов с шаговыми двигателями в точных приборах АУ КА, так как недопустимо их дополнительное нагружение моментом инерции элементов второго двигателя и отсутствует синхронизация их движения. Недостаток этого способа заключается в том, что при заклинивании одного из двигателей выходит из строя весь привод и снижается надежность. В ряде схем с резервированием важно обеспечить необратимость вращения.

Рассмотрим устройства необратимого вращения, используемые при втором способе дублирования.

Способность механизма передавать движение от ведущего звена к ведомому, а при приложении внешней нагрузки к ведомому звену фиксировать его положение, не давая ему возможности двигаться, называется свойством необратимого движения или самоторможением. Необратимость вращения называется полной, когда ведомый вал не получает движения при увеличении на него нагрузки вплоть до разрушения механизма.

Необратимость вращения будет неполной, если при достижении некоторой пороговой нагрузки ведущий вал приходит в движение. Свойство необратимости вращения широко используется при необходимо-

сти фиксации выходного вала и исключения его вращения под действием внешней нагрузки при отсутствии вращающего момента на ведущем звене (остановка двигателя), а также в приводах КА (например, АУ) и грузоподъемных устройствах. Необратимость вращения может быть реализована с помощью специальных устройств, например храповыми механизмами, обгонными муфтами, тормозами. Эти устройства нельзя использовать в точных приводах, так как они имеют более сложную конструкцию, низкую надежность и значительный мертвый ход.

При определенных условиях ряд передач (червячные, некоторые планетарные, зубчатые с асимметричным профилем зубьев и др.) обладает свойством необратимости вращения.

Червячная передача применяется для обеспечения самоторможения механизмов, включая точные приводы КА. Она имеет простую конструкцию, высокую точность, технологична.

Ее существенный недостаток заключается в том, что в зацеплении возникает значительное трение скольжения, которое приводит к низкому КПД (в приводах КА $\eta < 0,4$), пониженному ресурсу, повышенной опасности заедания.

Самоторможение в червячной передаче появляется при угле давления профилей зубьев, равном углу наклона винтовой линии β , и меньшем приведенного угла трения в зацеплении ϕ' . У таких передач угол наклона винтовой линии мал, что снижает КПД. Стремление к повышению КПД приводит к уменьшению надежности самоторможения, особенно при вибрационном воздействии. Низкий КПД и большой износ сильно ограничивают применение червячных передач в приводах КА, особенно силовых, и в приводах, имеющих большой ресурс работы.

Планетарные передачи 2К — Н обладают самоторможением при больших передаточных числах, но КПД у таких передач меньше, чем у червячных (не более нескольких процентов). Это объясняется тем, что в передачах кривошипный вал вращается с большой скоростью и вызывает большие нагрузки на опорах, определяемые выходным вращающим моментом. Потери на трение в опорах во много раз превышают выходную мощность. При увеличении передаточного числа эта разница резко увеличивается и уменьшается КПД. По этой причине самотормозящие планетарные передачи практически не применяются.

На основании проведенного анализа установлено, что необратимость вращения и рассмотренных передач связана с большими потерями на трение и низким КПД. Основным направлением развития этих передач является переход к конструкциям с малыми потерями на трение и соответственно высоким КПД. Такие планетарные передачи необратимого вращения созданы В.Н. Моториным [27, 34].

13.3. Планетарные передачи с геометрическим самоторможением

Используя эвристический прием, преобразуем форму кривошипа планетарной передачи 2К-Н (см. рис. 13.4,а) поворотом оси кривошипа АВ на угол φ ($\varphi = 1 \dots 10^\circ$) так, чтобы нижний край зубчатого венца

колеса 4 вошел в зацепление с нижним краем зубчатого венца 1 (рис. 13.6,а). Зубчатое зацепление в этом случае отличается от цилиндрического, а также меняется форма зубчатых венцов. Если средние сечения зубчатых венцов колес 3 и 4 сателлита расположились в плоскости, проходящей через точку О пересечения осей центральной и кривошипа, то силы в зацеплениях также расположены в этой плоскости, а их равнодействующая проходит через точку О и поэтому вращающий момент отсутствует. Следовательно, передача становится необратимой (самотормозящей) и называется планетарной передачей с геометрическим самоторможением (ППГС).

Следует отметить, что во всех необратимых передачах, основанных на трении, передача может «плыть» при больших нагрузках и вибрациях. В необратимых передачах с геометрическим самоторможением фиксация положения более надежна. Это происходит потому, что в ППГС кроме геометрического самоторможения присутствуют и силы трения, которые также препятствуют повороту вы-

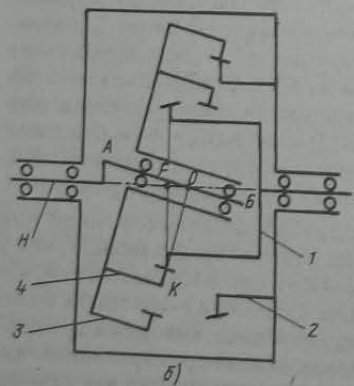
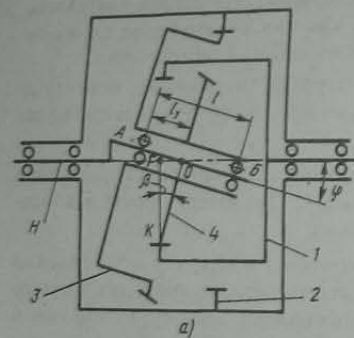


Рис. 13.6

ра колеса с внешними зубьями. Спроектировать и изготовить такую передачу трудно. Поэтому преобразованием структуры привода и с помощью метода инверсии («наоборот») меняются местами внутренние и внешние зубья (рис. 13.6,б), что приводит к устранению указанного несоответствия диаметров.

Затем проводится дальнейшее совершенствование структуры механизма — переход к конструкции с зубчатыми колесами 1 и 1', 2 и 2' вместо 1 и 2 (рис. 13.7,а). Она аналогична многопоточной передаче с двумя сателлитами.

В конструкции передачи зубчатые венцы колес 3 и 4 расположены в плоскости, проходящей через точку с пересечением осей центральной и кривошипа, перпендикулярно к последней. Зубчатые венцы колес 1 и 1' одновременно зацепляются с венцом колеса 4, а зубчатые венцы колес 2 и 2' — с венцом колеса 3. Это улучшает конструкцию передачи и устраняет недостатки, как у передачи 2К-Н с двумя сателлитами по сравнению с одним. Действующие в зацеплении силы F (рис. 13.7,б) и реакции R взаимно уравновешиваются, и суммарные реакции в подшипниках сателлита становятся равными нулю. Кривошипный вал АБ нагружен только входным моментом на этом валу. Это приводит к тому, что передача является не только необратимой, но также имеет высокий КПД, который в меньшей степени зависит от передаточного отношения. Следовательно, эту передачу можно использовать в механизмах с большими передаточными числами без значительных потерь КПД. Последнее достигается тем, что необратимость вращения в ППГС обеспечивается за счет ее геометрии, а не за счет трения. Кроме того, в передачах с сателлитами, имеющими двойные зубчатые венцы центральных колес (с двумя зона-

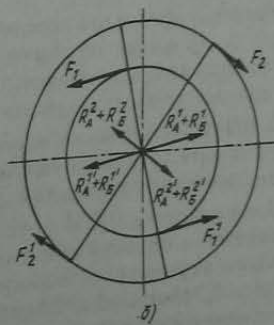
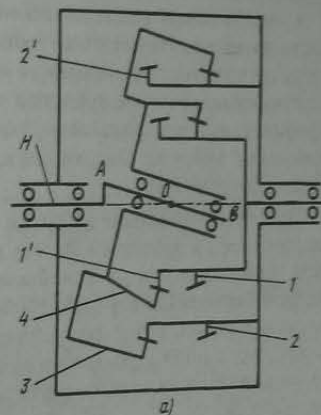


Рис. 13.7

ходного вала и компенсируют ошибки изготовления, за счет которых на выходном валу может возникнуть момент. Из прямоугольного треугольника FOK (рис. 13.6,а) видно, что радиус среднего сечения колеса 4 является гипотенузой, а радиус колеса 1 — катетом, т.е. диаметр колеса с внутренними зубьями меньше диамет-

ми зацепления), отсутствуют реакции от сил в зацеплении на подшипниках кривошипного вала АВ, в результате чего увеличиваются точность, жесткость, нагрузочная способность и КПД. Появляется возможность создавать при больших передаточных числах передачи с малыми габаритами и высоким КПД.

Существенным недостатком новых передач ППГС является сложность их изготовления из-за геометрии зубчатого зацепления, так как зубья сателлитов перемещаются по сферам без радиального смещения. Можно выполнять все зубчатые венцы сферическими или выполнять сферическими центральные зубчатые колеса, а сателлиты — с цилиндрическими зубьями. Однако сложно нарезать сферические зубья, особенно внутренние.

Проще изготовление зубчатой передачи, состоящей из цилиндрического колеса и зубчатого колеса с переменной коррекцией по ширине зуба, изменяющейся по линейному закону. Это — незвольвентная цилиндрико-коническая передача. При этом коническое колесо может быть или с внешними, или с внутренними зубьями. Проведенный анализ показал, что в цилиндрико-конических передачах с геометрическим самоторможением можно применять лишь коническое колесо с внутренними зубьями.

Расчет планетарной передачи с геометрическим самоторможением можно вести как расчет обычной цилиндрической передачи внутреннего зацепления с дополнительным расчетом остальных сечений нецилиндрического колеса с учетом угла ϕ .

В ППГС практически отсутствует опасность интерференции, так как зона интерференции находится вне физического контакта. Исключение составляют передачи с широкими зубчатыми колесами.

Преимущества ППГС в устройствах с необратимым вращением по сравнению с червячными и планетарными передачами, имеющими большие передаточные числа (заключаются в более высоких КПД $\eta = 0,5 \dots 0,7$ (выше в 2 ... 2,5 раза) и ресурсе (больше в 5 и более раз). По сравнению с различными специальными устройствами (храповиками, фиксирующими устройствами, муфтами необратимого вращения и т.д.) ППГС имеют более высокие точность и надежность, у них отсутствует большой мертвый ход.

Использование ППГС в передачах приводит к увеличению крутильной жесткости, так как разгружаются участки кинематической цепи от нагружения.

ППГС с двумя зонами зацепления обеспечивает создание привода, состоящего из одной передачи с высоким КПД, что значительно упрощает его конструкцию, снижает массу и габариты.

Проведенные эксперименты подтвердили работоспособность ППГС. Полное самоторможение было получено у ППГС с $u = 20 \dots 180$ и $\eta = 0,6 \dots 0,85$.

В заключение отметим, что применение ППГС в двухступенных приводах КА высокой точности позволяет увеличить ресурс в 5 и более раз, повысить КПД в 2 ... 2,5 раза, значительно повысить крутильную жесткость приводов, увеличить нагрузочную способность, повысить точность.

Использование ППГС перспективно при создании современных ЛА.

Глава 14. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПИРОТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ КА

14.1. Назначение и классификация пиротехнических устройств

Пиротехнические устройства (ПУ) используют энергию экзотермических химических реакций особой группы веществ, способных под влиянием внешних воздействий (удара, трения, теплового импульса) к быстрому самопроизвольному превращению, сопровождающимся выделением тепла и образованием больших объемов сильно нагретых газов.

В конструкциях современных КА и РН пиротехнические устройства занимают значительное место. Они входят в состав таких важных элементов, как двигательные установки (ДУ), системы разделения (СР) элементов конструкции КА, а также в состав других устройств [9, 19].

В составе ДУ эти устройства определяют работу пироклапанов, обеспечивающих подачу компонентов топлива к ЖРД и используются

для воспламенения заряда твердого топлива в РДТТ. Особо важную роль они играют в СР конструкции КА: обеспечивают крепление и последующее отделение отработавших частей КА; а также раскрытие антенн, панелей солнечных батарей и др. Надежная работа указанных устройств и оптимальный их выбор создают условия для эффективного выполнения программ полета, а несрабатывание этих устройств зачастую приводит к срыву программы или даже к аварии КА.

Примером широкого использования ПУ на борту современного КА является схема последовательного функционирования различных систем и устройств для разделения элементов конструкции КА «Вега-1,2» в процессе посадки на планету Венера (рис. 14.1).

После входа спускаемого аппарата (СА) в атмосферу Венеры происходит отделение крышки парашютного отсека и ввод парашюта, увода,

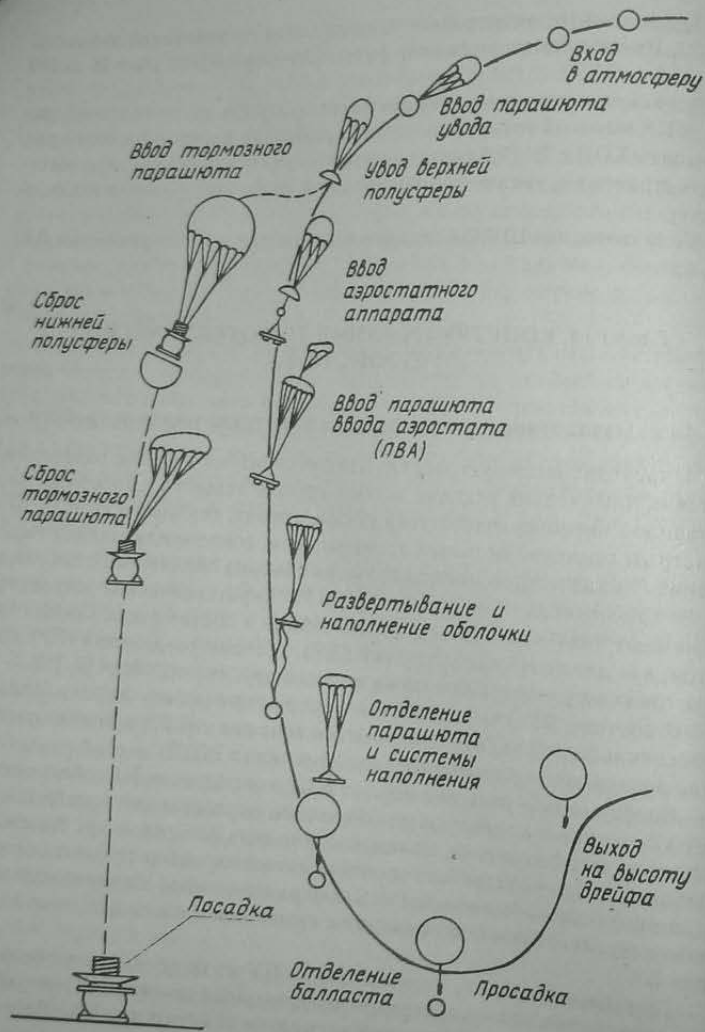


Рис. 14.1

после предварительного торможения производится отделение и увод верхней полусферы СА. В процессе увода верхней полусферы СА осуществляются ввод тормозного парашюта и ввод аэростатного аппарата, предназначенного для исследования атмосферы Венеры. Завершив основное торможение СА, отделяется его нижняя полусфера, сбрасываемого аппарата на поверхность Венеры.

После ввода аэростатного аппарата производится развертывание и наполнение оболочки, затем отделяются парашют, система наполнения и балласт. Затем аэростатный аппарат выходит на расчетную высоту полета (дрейфа).

Из приведенной схемы видно, что в состав современного КА могут входить несколько десятков систем и устройств, использующих ПУ: пирозамки-толкатели для крепления и дальнейшего отделения частей конструкции КА;

пиротехнические аккумуляторы давления (ПАД), генерирующие газ высокого давления для срабатывания пирозамков-толкателей;

удлиненные кумулятивные заряды (УКЗ), детонирующие шнуры (ДШ) взрывчатого вещества для резки конструкции КА;

пироболты (разрывные болты) и пирозамки для крепления разделяемых элементов конструкции КА;

линейные узлы разделения для быстрого разделения узлов, агрегатов конструкции;

вспомогательные устройства систем разделения КА (пирочеки, пи-роножи);

пиротехнические низкотемпературные газогенераторы для наполнения специальных оболочек и других устройств.

История создания ПУ для ракетно-космической техники насчитывает более сорока лет. За это время разработано большое количество ПУ для различного применения. Однако большинство из них используют для срабатывания энергию экзотермических химических реакций, протекающих при горении пиротехнических смесей или детонации взрывчатых веществ (ВВ).

Детонация — это взрыв, распространяющийся с постоянной и максимальной для данного ВВ и определенных условий скоростью. Скорость детонации достигает нескольких тысяч метров в секунду.

Описываемые системы и устройства широко применяются на борту КА. Они имеют следующие преимущества: надежность, малые массу и габариты, большой запас потенциальной энергии, компактность и простоту конструкции, быстродействие.

К недостаткам этих устройств относятся: одноразовость срабатывания; большие ударные перегрузки в конструкции КА при срабатыва-

нии; образование при срабатывании устройства продуктов горения, детонации и осколков и выброс их в окружающее пространство.

При проектировании ПУ к ним предъявляются требования, определяющие выбор оптимального варианта. Эти требования характеризуются следующими параметрами:

относительной линейной скоростью отделения;
возмущением (угловой скоростью), получаемым КА при отделении;
динамическими перегрузками, возникающими в конструкции КА при отделении.

Выполнение первого требования обеспечивает надежное разделение без соударения отделившихся частей конструкции, выполнение второго — стабилизацию КА после отделения, выполнение третьего — целостность конструкции КА, в том числе чувствительной оптической и электронной аппаратуры.

Современный уровень проектирования космической техники характеризуется системным подходом, который позволяет создать оптимальную конструкцию. Выбор оптимальной конструкции системы осуществляется на основании оценки возможных вариантов по критериям эффективности, определяемым требованиями КА к пиротехническим системам.

Важным требованием, предъявляемым к пиротехническим системам, является надежность функционирования. Анализ особенностей использования пиротехнических систем на борту КА показывает, что в большинстве случаев несрабатывание того или иного пиротехнического устройства недопустимо. Наиболее распространенным способом повышения надежности таких устройств является дублирование элементов ПУ. Например, на КА при отделении блоков должны разрезаться электрические провода бортовой кабельной сети (БКС). Это осуществляется с помощью пироножей. Приведение их в действие осуществляется рабочими газами высокого давления, образующимися при срабатывании пиропатронов. Пиронож обеспечивает разрезание БКС при срабатывании одного пиропатрона. Второй (дублирующий) пиропатрон в конструкции пирножа срабатывает одновременно с первым и является избыточным для разрезания БКС. Расчет корпуса пирножа на прочность выполняется для случая срабатывания двух пиропатронов.

Другим способом повышения надежности срабатывания любого устройства является дублирование самих ПУ.

Одним из важных требований для надежного функционирования КА, предъявляемых к параметрам ПУ (особенно к СР), является наличие импульса развиваемой силы. ПУ должны обеспечивать отделение элементов конструкции КА с определенной скоростью.

Импульс развиваемой силы находится по формуле

$$J_{\text{разд}} = F_{\text{разд}} \tau_{\text{разд}} \approx M V_{\text{разд}},$$

где $F_{\text{разд}}$ — сила разделения; $\tau_{\text{разд}}$ — время разделения; M — отделяемая масса; $V_{\text{разд}}$ — относительная скорость отделения.

Из формулы видно, что этот параметр определяет относительную скорость отделения какого-либо блока КА, обеспечивающую траекторию безопасного расхождения разделенных частей конструкции КА. Кроме того, известно, что при отделении в конструкции КА возникает перегрузка, которая может привести к разрушению некоторых ее элементов. Поэтому при расчете силы отделения следует считать, что перегрузка при отделении в центре масс КА должна быть не более чем в 5 раз. Эта величина определена статистической обработкой данных по эксплуатационным перегрузкам, действующим на КА при отделении.

Для изделий космической техники целесообразно иметь минимальные габариты комплектующих агрегатов. Этому требованию в значительной степени отвечают пиротехнические изделия (пиропатроны, удлиненные кумулятивные заряды (УКЗ) и др.). Создаваемые на их основе системы разделения, пироклапаны и другие устройства также имеют малые габариты.

Комплекс критериев эффективности ПУ может включать эксплуатационные, производственно-технологические, экономические и антропологические требования.

Эксплуатационные требования — это надежность функционирования, масса ПУ, импульс развиваемой силы, габариты, нечувствительность к срабатыванию других систем КА, величина возмущений, накладываемых на движение КА при разделении, динамическое воздействие на КА и его системы и агрегаты, регулируемость системы, разброс выходных параметров, безопасность в обращении, удобство технического обслуживания.

Технологические требования — это простота конструкции, многократность использования, количество вспомогательных устройств, технологичность конструкции, взаимозаменяемость, степень использования унифицированных узлов.

Экономические требования — это затраты на разработку, испытания, изготовление, применяемые материалы.

Основу большинства систем и агрегатов, обеспечивающих разделение конструкции КА, составляют устройства, создающие рабочее тело для их срабатывания (например, газ высокого давления, кумулятивную струю продуктов детонации и др.).

К таким устройствам относятся: пиропатроны, детонаторы, удлиненные заряды (УЗ) взрывчатого вещества, УКЗ. Пиропатроны и дето-

наторы срабатывают по сигналу системы управления от бортового источника тока. Они могут также срабатывать от специального механического (накольное действие), лучевого, огневого и других воздействий.

В устройствах для разделения срабатывание исполнительных элементов обеспечивается использованием различных видов энергии:

экзотермических химических реакций (пиротехнические и взрывные устройства), механической, магнитной и электромагнитной, потенциальной энергии бортовых пневматических устройств и др.

Устройства для разделения классифицируют на пассивные и активные в зависимости от их назначения, конструктивных особенностей и условий работы, на импульсные и безимпульсные. Однако для практического использования такие классификации недостаточно удобны, так как одни — излишне детализированы, а другие — слишком общие и не отражают особенностей конструктивного выполнения.

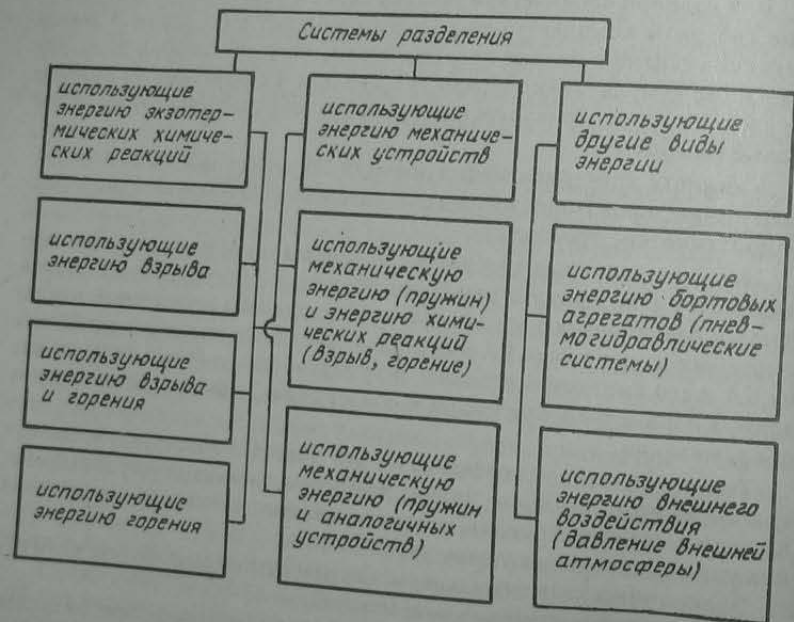


Рис. 14.2

Наиболее приемлема и наглядна классификация устройств для разделения по виду используемой энергии, которая не только определяет конструкцию устройства, но и обеспечивает ее работоспособность в различных условиях. Эта классификация представлена на рис. 14.2. Ис-

пользование такой классификации позволяет рассматривать множество возможных вариантов ПУ на ранних стадиях проектирования.

14.2. Конструирование пиротехнических устройств

Отделение части конструкции от космического аппарата или самого аппарата от ракеты-носителя должно осуществляться с определенными линейной и угловыми скоростями, не превышающими допустимые. Выполнение этого требования обеспечивает безопасное разделение частей конструкции КА и быстрое восстановление заданного положения аппарата в пространстве с помощью двигателя установки малой тяги ориентации и стабилизации.

Величины линейной и угловых скоростей при отделении, с одной стороны, определяются энергетическими возможностями пиротехнических или других энергоемких элементов систем разделения, а с другой — массово-инерционными характеристиками разделяемых частей космического аппарата. Из опыта проектирования космической техники можно сказать, что в большинстве случаев относительная скорость отделения равна $1...2$ м/с, а угловые скорости $\omega_x < 1$ град/с, $\omega_y < 5$ град/с, $\omega_z < 5$ град/с (x — продольная ось КА; y , z — поперечные оси КА).

Отделение части конструкции КА осуществляется после снятия жесткой связи. В настоящее время для отделения чаще всего используют пружинные и пиротехнические толкатели.

Важным параметром системы отделения, определяющим безопасность расхождения разделяющихся частей конструкции КА, является относительная линейная скорость. Исходными данными для расчета скорости отделения являются: массы разделяющихся частей конструкции КА (m_1 , m_2); рабочий ход толкателя X ; моменты инерции разделяющихся частей конструкции КА (J_1 , J_2); линейная скорость отделения $V_{отд} \pm \Delta V_{отд}$; угловые скорости частей конструкции при отделении, которые не должны превышать значений ω_x , ω_y , ω_z .

При отделении толкатели под действием внутренней силы совершают механическую работу, благо-

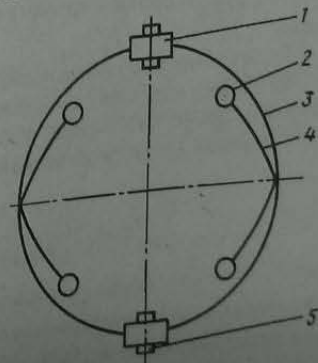


Рис. 14.3

даря которой разделяющиеся части конструкции КА приобретают относительную скорость $V_{отд}$.

На современных КА для отдельных частей конструкции используются системы на пиротехнических замках-толкателях. Конструктивная схема пиротехнической системы разделения представлена на рис. 14.3.

Эта система состоит из пиротехнических аккумуляторов давления 1, пирозамков-толкателей 2, коллектора трубопроводов 3, собирающего рабочий газ высокого давления от аккумуляторов давления в единую полость, трубопроводов 4, подающих рабочий газ высокого давления из коллектора в пирозамки-толкатели, пиропатронов 5.

Расчет параметров системы отделения

1. Объем системы отделения:

а) в начале рабочего хода

$$V'_{ср} = V_{кол} + V_{ПАД} + V_{тр} + V_{з-т НРХ} i,$$

где $V_{кол}$, $V_{тр}$ — свободный объем коллектора и трубопроводов; $V_{ПАД}$ — свободный объем пиротехнического аккумулятора давления (ПАД) с учетом освобожденного объема при сгорании пиротехнических патронов; $V_{з-т НРХ}$ — свободный объем пирозамка-толкателя в начале рабочего хода; i — количество пирозамков-толкателей;

б) в конце рабочего хода

$$V_{ср} = V'_{ср} + i V_{з-т РХ},$$

где $V_{з-т РХ}$ — объем пирозамка-толкателя, добавляемый за рабочий ход.

2. Давление, создаваемое пиропатронами и пирозарядами.

Величины давлений, создаваемые этими изделиями в определенных объемах, приведены в технических условиях.

Давление в пиротехническом аккумуляторе давления

$$P_{ПАД} = \left(\frac{V_6}{V_{ПАД}} \right)^n (i_3 P_3 + i_{пп} P_{пп}),$$

где i_3 — количество пирозарядов в ПАД; P_3 — давление, развиваемое пирозарядом в монометрической бомбе; $i_{пп}$ — количество пиропатронов воспламенения в ПАД; $P_{пп}$ — давление, развиваемое пиропатроном воспламенения в монометрической бомбе; $V_{ПАД}$ — свободный объем; n — показатель политропы.

Процесс расширения газа в трубопроводах имеет сложный характер, и для инженерных расчетов n принимается осредненным по всей длине трубопроводов ($n = 3$).

3. Давление в пирозамках-толкателях.

Давление в пирозамках-толкателях в начале рабочего хода поршней

$$P_{НРХ} = P_{ПАД} \left(\frac{V_{ПАД}}{V_{ср}} \right)^n.$$

Процесс расширения в пирозамках-толкателях за время рабочего хода идет в условиях интенсивной теплоотдачи в стенки корпуса, поэтому показатель политропы меняется по ходу толкателя. С достаточной точностью можно определить параметры процесса расширения на рабочем ходе поршня пирозамка-толкателя с эквивалентным по совершенной работе показателем политропы расширения:

$$P_{ср} = \frac{P_{НРХ} V_{ср}}{(n-1) V_{з-т РХ}} \left[1 - \left(\frac{V'_{ср}}{V_{ср}} \right)^{n-1} \right],$$

где $P_{ср}$ — среднее давление в пирозамках-толкателях за рабочий ход поршней.

4. Суммарная работа, совершаемая пирозамками-толкателями,

$$A_{\Sigma} = N A_{п-т},$$

где N — количество пирозамков-толкателей в системе отделения; $A_{п-т}$ — работа, совершаемая одним пирозамком-толкателем:

$$A_{п-т} = P_{ср} V_{з-т РХ} N.$$

5. Относительная скорость отделения.

Для двух разделяемых масс их относительная скорость определяется на основании законов сохранения количества движения и перехода работы, совершаемой пирозамками-толкателями, в кинетическую энергию:

$$V_{отд} = \varphi \sqrt{\frac{2 A_{\Sigma} (m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}, \quad \varphi = 0,7 \dots 0,9.$$

6. Усилия, развиваемые пирозамками-толкателями,

$$F_{ср} = \frac{A_{\Sigma}}{XN}.$$

7. Максимальное усилие на каждом пирозамке-толкателе

$$F_{\text{HPX}} = p_{\text{HPX}} S,$$

где S — площадь поршня пирозамка-толкателя.

8. Полное максимальное усилие, развиваемое системой разделения,

$$F_{\text{max}} = N F_{\text{чирх}}.$$

$$F_{\max} = N F_{\text{HPX}}.$$

9. Перегрузки, действующие на разделяемые части конструкции КА в центре их масс,

$$n_x = \frac{F_{\max}}{mg}.$$

Рассмотрим некоторые типовые элементы пиротехнической системы разделения КА.

Пирозамки-толкатели служат для закрепления элементов КА и последующего их разделения. Рабочий газ высокого давления подается в пирозамок-толкатель от ПАД по трубопроводам к штуцерам. Герметизация подвижных соединений осуществляется уплотнительными резиновыми кольцами. Для этого используется, например, резина марки ИРП-1118 ТУ38-005924-84.

Герметизация неподвижных соединений осуществляется уплотнительными кольцами из мягкого металла, например алюминия АД1, ГОСТ 21488-76, или меди М1М, ГОСТ 1535-71. Использование металлических уплотнительных колец в этом случае объясняется значительными усилиями при натяжке неподвижных соединений.

Для герметизации внутренних полостей поризамка-толкателя и ПАД используются резиновые уплотнительные кольца, которые благодаря целевому уплотнению не обгорают при воздействии высокотемпературного газа. Конструктивная схема такого уплотнения показана на рис. 14.4,а. На рис. 14.4,б условно показано уплотнительное кольцо до его об-

Уплотнительное резиновое кольцо 4 герметизирует внутреннюю цилиндрическую полость корпуса 1, резиновое кольцо расположено в цилиндрической канавке поршня 2. В канавке установлено также фторопластовое кольцо 3.

Герметизация обеспечивается плотным прилеганием (резинового) уплотнителя к поверхности поршня.

Герметизация обеспечивается плотным прилеганием эластичного (резинового) уплотнительного кольца к соответствующим поверхностям. Создание значительных внутренних напряжений в резиновом

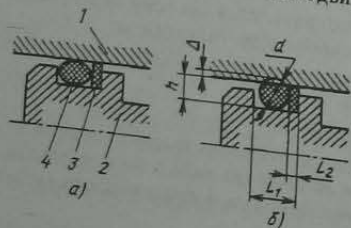


Рис. 14.4

кольце обеспечивает герметизацию; это достигается обжатием кольца при его установке в конструкцию. Обжатие $\delta = \frac{\Delta}{d} 100\% = \frac{d-h}{d} 100\%$.

Для обеспечения длительной герметизации обжатие должно быть в пределах 15...25% с учетом допусков.

Фторопластовое кольцо толщиной L_2 устанавливается в канавку без зазора к движущейся детали; оно предохраняет резиновое кольцо от выдавливания в зазор рабочим газом высокого давления.

Ширина канавки L_1 определяется из условия, что при обжатии резина заполняет 90...95% объема канавки: $V_p = \eta V_k$, где V_p — объем резинового кольца; V_k — объем канавки под уплотнительное кольцо; $\eta = 0,9 \dots 0,95$ — коэффициент заполнения.

Благодаря простоте конструкции, малой массе, надежности, малому электропотреблению эта конструкция получила широкое распространение.

Пирочека (рис. 14.5) имеет два пиропатрона 2 (второй пиропатрон — дублирующий), установленных в корпусе 1. Пиропатроны фиксируются в корпусе гайками 3. Фиксация элемента II конструкции КА в полете осуществляется выступающей частью штока III поршня 4.

Газ, образующийся при срабатывании пиропатронов, поступает в рабочую полость по каналам *К*. Под действием газов высокого давления происходит срез двух выступов *В*, хвостовика *Х* поршня, перемещение штока внутрь корпуса и освобождение присоединенного элемента *П*.

В корпусе 1 и на поршне 4 имеются уплотнительные резиновые кольца 6. Торможение и фиксация поршня 4 в конце хода осуществляется за счет деформации конического участка хвостовика X цилиндрическим участком гайки 5.

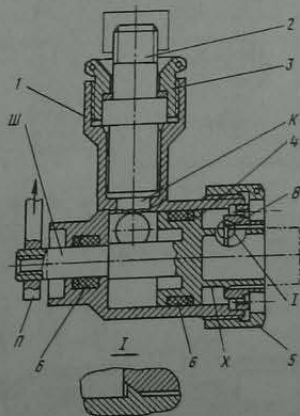


Рис. 14.5

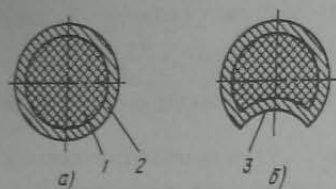


Рис. 14.6

УЗ (рис. 14.6, а) представляет собой заряд 1 бризантного взрывчатого вещества (ВВ), заключенный в протяженную металлическую оболочку 2. УКЗ (рис. 14.6, б) имеет профилированную кумулятивную выемку 3 вдоль образующей.

При инициировании детонации в заряде ВВ в кумулятивной выемке в результате «схлопывания» облицовки формируется кумулятивный нож. Наибольшая эффективность реза преграды кумулятивным ножом наблюдается на определенном (фокусном) расстоянии у УКЗ от преграды. Это расстояние, как показывают эксперименты, для различных преград находится в пределах

$$y = (0,5 \dots 1,5) d,$$

где d — диаметр УКЗ.

На рис. 14.7 показан фрагмент системы разделения верхней полушеры теплозащитной оболочки КА «Вега-1,2», где 1 — УКЗ, 2 — кронштейн крепления УКЗ, 3 — корпус КА, 4 — теплозащита КА, 5 — контровочный винт.

Пиропатроны и электродетонаторы служат для преобразования электрического импульса от источника питания в детонационный или тепловой импульс при срабатывании систем разделения. Конструктивная схема их одинакова и представлена на рис. 14.8. Они состоят из корпуса 1, мостиков накаливания 2, основного заряда 3, герметичного доньшка 4, инициирующего заряда 5, колодки 6 с выводимыми электрическими контактами 7.

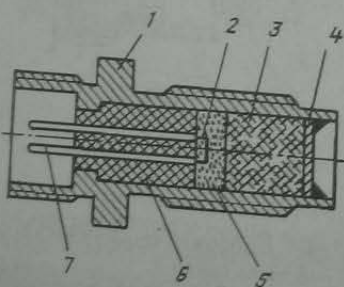


Рис. 14.8

При подаче напряжения через выводимые контакты 7 на мостик накаливания 2 происходит нагрев мостика и воспламенение инициирующего заряда 5, который вызывает срабатывание основного заряда 3. Срабатывание основного заряда вызывает детонацию, если он состоит из взрывчатого вещества, или образование продуктов горения высокого давления. Электродетонаторы используются для срабатывания УЗ и УКЗ, а пиропатроны — для создания рабочих газов высокого давления в устройствах разделения или воспламенения других зарядов.

Пирозамок-толкатель предназначен для соединения в полете частей конструкции КА и последующего их разделения с определенной относительной скоростью. В этом устройстве нагрузки, возникающие при соединении частей конструкции КА, воспринимаются шариками, а разгон отделяемой части до определенной скорости осуществляется поршнем.

Пирозамок-толкатель (рис. 14.9) состоит из цилиндрического корпуса 8 с круговым пазом трапециевидного сечения под шарики 3. Шарики размещены в гильзе-сепараторе 2, в закрытом положении шарики удерживаются от радиального перемещения штоком 4. Газ высокого давления подается через штуцер 7. Срезной штифт 1 удерживает шток от самопроизвольного перемещения. На поршне и в корпусе имеются уплотнительные кольца 6.

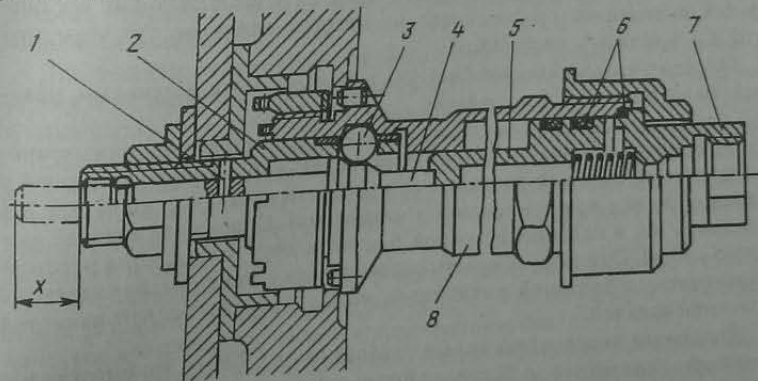


Рис. 14.9

Под действием газа высокого давления поршень 5 перемещает шток 4, срезая штифт 1. Шарики 3 выходят из зацепления с канавкой корпуса 8, снимая силовую связь между гильзой 2 и корпусом 8. При дальнейшем движении поршень 5 через шток 4 и гильзу 2 сообщает необходимую скорость отделению КА.

15.1. Основные понятия и схемы

Основное назначение стыковочных устройств (СТУ) — это механическое соединение КА с возможностью многократных стыковок и расстыковок. Процесс стыковки КА начинается с момента касания, которое выполняется системой сближения и ориентации КА.

Необходимость применения СТУ вызвана тем, что система сближения не позволяет совместить КА с высокой точностью (допускаемое смещение на заключительном этапе на два порядка меньше диаметра стыка и равно 1...2 мм). С помощью СТУ устраняются погрешности сближения и обеспечивается прочное и жесткое соединение КА.

Процесс стыковки начинается с момента касания и завершается жестким соединением. Также должны выполняться расстыковка и расталкивание КА. Для пилотируемых полетов при стыковке образуется переходный туннель.

Соединение КА осуществляется двумя стыковочными агрегатами (СТА). Два СТА, рассматриваемых как системы, называются стыковочными устройствами (надсистемами). Один СТА, выполняющий все операции по стыковке и расстыковке, называется активным; при этом другой СТА является пассивным.

Агрегат, который может быть как активным, так и пассивным, называется андрогинным (двуполым).

Стыковка КА может также выполняться с помощью промежуточного механизма — манипулятора (дополнительной системы, входящей в надсистему), который вначале осуществляет механический захват КА (аналог сцепки при стыковочном механизме). Однако это требует «зависания» КА в непосредственной близости друг от друга (на расстоянии 5...10 м). При этом скорость перемещения должна выдерживаться с существенно большей точностью, чем при стыковке, что является сложной задачей.

Основные эксплуатационные требования к СТУ — это высокая надежность, связанная с безопасностью экипажа в пилотируемых полетах, высокий КПД и малая масса. Важным также является выполнение производственно-технологических, экономических и антропологических требований (см. разд. 1.4). Кроме того, нужно учитывать и величину энергопотребления.

СТУ должно выполнять следующие основные операции: 1) амортизацию, 2) компенсацию начального промаха, 3) сцепку (образование первичной связи), 4) выравнивание, 5) стягивание, 6) совмещение стыка

с окончательным выравниванием, 7) жесткое соединение с герметизацией стыка (образование вторичной связи), 8) расстыковку (с разъединением обеих связей), 9) расталкивание КА после разъединения, 10) подачу сигнализации в систему управления и контроля КА.

Указанные операции должны обеспечиваться при работе двух СТА и их подсистем.

К подсистемам относятся исполнительные механизмы, комплексы бортовых средств управления и контроля их работы и связи с другими системами.

Далее будем рассматривать лишь механические узлы СТА.

Для активных СТА характерным является небольшой ресурс работы. Большая часть ресурса расходуется при подготовке к полету на Земле. В космосе происходит 1—2 стыковки, исключением являются орбитальные станции «Салют-6», «Салют-7» и «Мир» (более 25 стыковок).

На орбите СТА работают в космическом вакууме в диапазоне температур до $t = \pm 70 \dots 80^\circ \text{C}$. Наружные поверхности подвергаются различным видам облучений и воздействию микрометеоритов. Стойкость к этим воздействиям обеспечивается выбором соответствующих смазочных, неметаллических и других материалов (резины для уплотнений, материалов для электрических контактов и покрытий). При конструировании наружных элементов должна предусматриваться возможность попадания микрометеоритов.

Для защиты механизмов и узлов от влаги, попадания посторонних частиц и загрязнений при пребывании их в наземных условиях используются корпус, жесткие и гибкие кожухи, чехлы и т.д.

Следует учитывать общую продолжительность пребывания в космосе и продолжительность работы механизмов. Например, необходимо предусмотреть защитные покрытия, устраняющие молекулярное сцепление (схватывание) поверхностей в узлах трения при длительном пребывании в космосе.

Для изготовления деталей СТУ используются коррозионно-стойкие стали, титановые, алюминиевые, а иногда магниевые сплавы и неметаллические материалы (электро- и теплоизолирующие).

При создании СТУ целесообразно использовать блочный принцип и применять стандартизированные и отработанные типовые элементы (принцип стандартизации): электроприводы, блоки концевых и сигнальных контактов, электрические датчики, шариковинтовые механизмы, замки, электро- и гидрозамьемы и др. Использование таких элементов соответствует как эксплуатационным, так и производственно-технологическим требованиям.

Классификация СТУ может быть проведена по входящим в эксплуатационные требования параметрам — точности и жесткости. СТУ могут

быть с точным и жестким стыком; с нежестким соединением при больших взаимных смещениях, промежуточного типа.

В большинстве случаев стыковка на заключительном этапе требует точного и жесткого соединения, а при пилотируемых полетах — и образования герметичного переходного туннеля.

При стыковке на стадии первичной сцепки КА могут быть связаны нежесткой связью:

а) амортизирующей связью, которая гасит энергию относительного движения КА (используется на всех КА);

б) гибкой связью, использование которой осложняется тем, что относительное движение КА должно контролироваться и управляться с помощью СУ, что является достаточно сложной задачей.

Стыковочные устройства, создающие точное и жесткое соединение КА, делятся на два класса:

1) штырь-конус, в котором приемный конус во взаимодействии со штангой нужен для амортизации соударений, компенсации промахов и последующего выравнивания;

2) андрогинные периферийные агрегаты стыковки (АПАС), имеющие свободную центральную часть большого диаметра; каждый СТА может быть как активным, так и пассивным, т.е. оба агрегата унифицированы.

Преимуществами первого класса СТУ по сравнению со вторым являются более простая конструкция и меньшие масса и габариты.

Список недостатков устройств первого класса по сравнению со вторым включает следующее:

- 1) загромождается центральная часть, используемая на транспортных кораблях для переходного туннеля, что ограничивает его диаметр;
- 2) каждый СТА может быть только активным или пассивным;
- 3) существенно влияние начальных погрешностей по крену на смещение головки штанги в гнезде приемного конуса.

Критерии развития СТУ связаны с изменением параметров движения (использование эвристического приема количественного изменения — группа 8) следующим образом:

уменьшается начальное смещение при первом касании;

уменьшается начальная скорость сближения.

Эти изменения позволяют уменьшить ход и силу амортизаторов, а также размеры и массу СТУ. Больше всего изменяются параметры механизмов периферийного типа.

СТУ штырь-конус имеют следующие технические характеристики:

усилие стягивания — 1500 ± 250 кг, ход штанги — 445 мм, время — 7 мин;

усилие, развиваемое замками, — $(16...20) \cdot 10^4$ Н за 5 мин;
 усилие, развиваемое пружинными толкателями — 3000 Н.
 Следует также отметить высокую надежность СТУ штырь-конус, подтвержденную многочисленными летными испытаниями.
 СТУ штырь-конус установлены на большинстве российских КА. Андрогинные периферийные устройства АПАС использовались при стыковке кораблей «Союз» и «Аполлон». В последние годы разработан более совершенный вариант АПАС-89.
 Большая масса СТУ АПАС ограничивает их применение.
 Масса узлов и элементов СТА приведена в табл. 15.1.

Таблица 15.1.

Группы узлов	Масса, кг						
	СТУ «Союз»		СТУ «Союз» — «Салют»		АПАС «Союз»	АПАС-89	АПАС «Апол- лон»
	акт.	пас.	акт.	пас.			
Корпус	33	65	65	65	79	50	156
СТМ	53,5	17	57	32	125	120	203
Механизмы стыковочного шпангоута (в том числе зам- ков с приводом)	11,5	4	28 (22)	27 (22)	29 (23)	85	60 (45)
Дополнительные элементы	16	4	59	41	43	55	11
Суммарная масса	114	90	209	165	276	310	430

Рассмотрим СТУ штырь-конус, упрощенная схема которого приведена на рис. 15.1, где А — активный СТА, П — пассивный СТА, 1 — приемный конус, 2 — приемное гнездо с пазами, 5 — стыковочный шпангоут, 3, 7 — шарнирные узлы отвода конуса и штанги, 12 — гнездо шпангоута, 8 — шарнирные узлы отвода конуса и штанги, 11 — гидроразъем (может совмещаться с направляющими штырями), 10 — головка штанги с защелками, 10 — штанга, которая является винтом в передаче винт-гайка, 9 — рычаги выравнивания, 6 и 4 — активный и пассивный замки, 8 — штырь гидроразъема.

СТУ включает корпус, механизмы, стыковочный шпангоут, дополнительные узлы и элементы. Механизмы СТУ можно разбить на две большие группы: механизмы стыковочного шпангоута и стыковочные механизмы (СТМ).

На стыковочном шпангоуте (рис. 15.2,а) устанавливаются следующие механизмы: замки 1, пружинные толкатели 5, а также направляющие — штырь 3а и гнездо 3б для окончательного выравнивания и уплотнения стыка у герметичных конструкций. Кроме того, имеется гид-

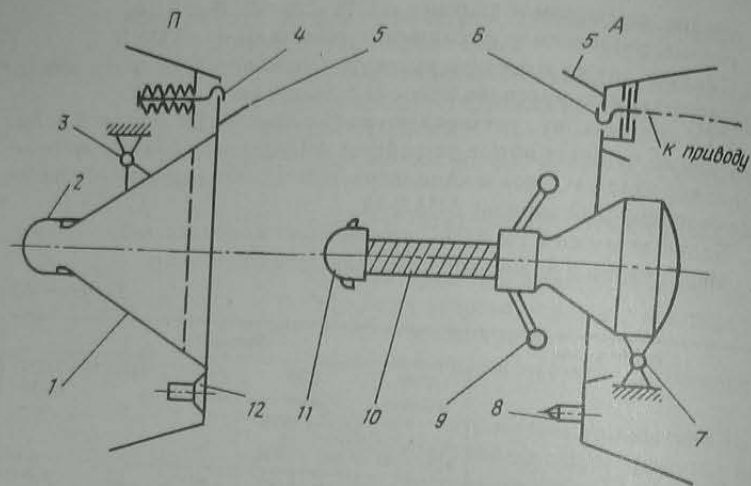


Рис. 15.1

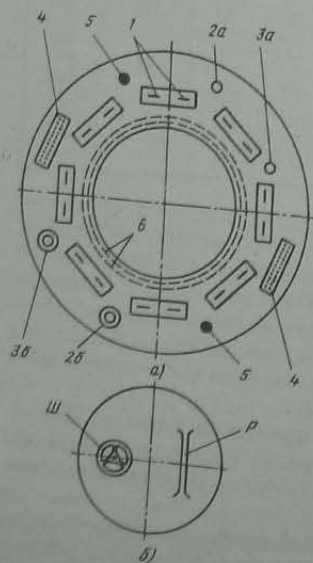


Рис. 15.2

поразьем — штырь 2а, гнездо 2б, электроразъем — вилка и розетка 4. На крышке имеется штурвал — Ш и ручка Р (рис. 15.2,б).

Надежность стыковочных устройств особо важна в пилотируемых полетах, так как она обеспечивает безопасность экипажа.

Определим этапы стыковки и обеспечивающие ее элементы механизмов (рис. 15.3):

1. Касание, когда в штатной ситуации головка штанги активного КА ударяется о приемный конус пассивного КА. Удар гасится электромагнитными тормозами (ЭМТ) или тормозом-муфтой привода.

2. Сцепка, когда головка штанги попадает в приемное гнездо, а защелки входят в пазы. Их перемещение ограничивается упорами.

3. Стягивание и выравнивание. Стягивание осуществляется электро-

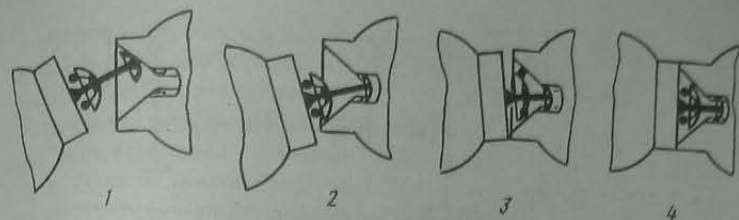


Рис. 15.3

механическим приводом с ШВМ, преобразующим вращательное движение в поступательное движение штанги. Выравнивание производится с помощью рычагов выравнивания, которые в конце движения штанги расходятся под действием копира и опираются на приемный конус.

Эти этапы выполняются стыковочным механизмом.

4. Жесткое и герметичное соединение осуществляется с помощью активных и пассивных замков, установленных на стыковочном шпангоуте.

5. Открытие люков осуществляется вручную после проверки герметичности соединения КА (на рис. 15.3 этот этап не показан).

После выполнения совместного полета двух КА проводится расстыковка.

Стыковочный механизм должен амортизировать соударение при касании и производить стягивание и выравнивание.

Рассмотрим схемы построения амортизационно-приводной системы.

1. На КА «Союз» — последовательная схема амортизационно-приводной системы, в которой амортизаторы деформируются относительно подвижных элементов (рис. 15.4,а). На рисунке B_1 и B_2 — малый и большой винты ШВМ, ЭД — электродвигатель со стопорной муфтой, ЭМТ — электромагнитный тормоз, К — ко-М — фрикционная муфта, ЭМТ — электромагнитный тормоз, П — пружина. На рис. 15.4, б показаны схема расположения боковых амортизаторов 2 и шаровой шарнир 1.

2. На КА «Союз» — «Салют» совмещенная схема амортизационно-приводной системы, у которой в привод входит тормоз-муфта, про-скальзывающая при определенной силе соударения, что вызывает амортизацию. Муфта также является предохранительной, ограничивающей силу при стягивании.

Стыковочный механизм активного КА состоит из следующих подсистем: буферных (штанга с головкой) и направляющих элементов, аморти-

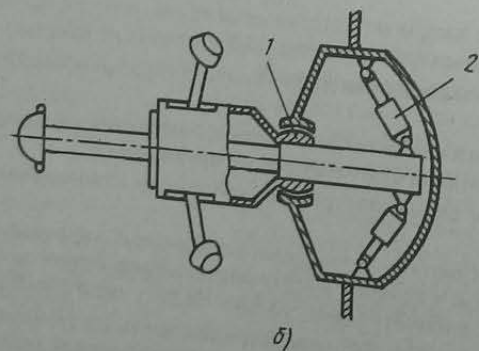
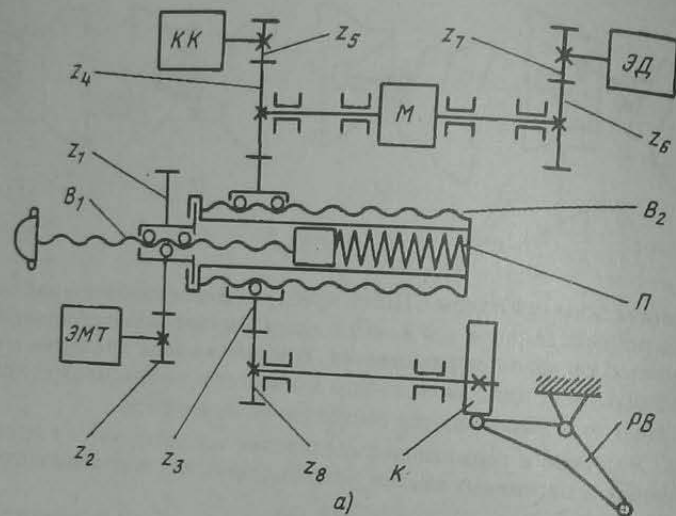


Рис. 15.4

тизаторов, приводов буфера, защелок с механизмом расцепки, выравнивающего механизма.

Назначение буферного элемента — обеспечение сцепки при взаимном сближении стыкуемых КА. После сцепки буфер втягивается с помощью ШВМ до соединения стыковочных шпангоутов. Амортизация должна выполняться при любом перемещении КА, что обеспечивается, если буфер перемещается во всех направлениях и взаимодействует с несколькими амортизаторами.

Защелки, установленные на головке штанги, должны выполнять первичную сцепку и расцепку. Последняя операция осуществляется с помощью специального механизма.

Наиболее важным механизмом являются замки, которые обеспечивают окончательное стягивание на последних 4...5 мм и жесткое соединение. Отказы замков представляют опасность для экипажа из-за нарушения герметичности и приводят к невыполнению основной программы. К надежности замков предъявляются высокие требования.

На КА используются два типа замков: с индивидуальным приводом (американские КА) и с единым приводом (русские КА).

В конструкциях второго типа замки и привод приводятся в действие от одного электродвигателя и соединены гибкой связью (тросом).

Замки второго типа имеют более простую конструкцию, меньшую массу, но менее надежны. При расстыковке для большей надежности имеется резервный привод и пиротехнические средства.

Окончательное выравнивание для обеспечения нормальной работы замков реализуется с помощью направляющих штирей и гнезд.

15.2. Элементы стыковочных устройств

Основой стыковочных механизмов (СТМ) являются электромеханические устройства. Рассмотрим некоторые характерные элементы СТМ.

На СТМ используются не передачи винт-гайка скольжения, а ШВМ, так как они имеют следующие существенные преимущества: высокий КПД ($\eta = 0,8 \dots 0,9$), высокую надежность работы в вакууме и малую массу при больших передаваемых нагрузках и передаточном отношении. Однако у них более сложная конструкция. К тому же некоторые их детали сложны в изготовлении (например, у винта и гайки требуется шлифование специального профиля резьбы). Применяется дуговой профиль резьбы с отношением радиусов дуги r_k и шариков $r_{ш}$ $r_k / r_{ш} = 1,4 \dots 2$ и углом контакта $\alpha_k = 45 \dots 60^\circ$, что повышает несущую способность.

Винт и гайка изготавливаются из легированной стали 18Х2Н4ВА с цементированной рабочей поверхностью (используется принцип «местного качества», связанный с преобразованием материала), твердость которой после термообработки HRC ≥ 56 (допустимые контактные напряжения $\sigma_n = 5000$ МПа).

Геометрические параметры ШВМ различных СТУ приведены в табл. 15.2.

При углах подъема винтовой линии, приведенных в таблице, передачи не являются самотормозящими и движение их обратимо.

Таблица 15.2

Стыкольное устройство, установленное на КА	Диаметр шарика, мм	Средний диаметр, мм	Шаг винта, мм	Угол подъема винтовой линии	Максимальная сила на винте, кН
«Союз» (большой)	5	82	8	1° 47'	25
«Союз» — «Салют»	5	51	35	12° 20'	17
АПАС «Союз»	4	29	24	14° 51'	6

Для улучшения технологии изготовления гаек у ШВМ используется торцовое крепление отражателей 4 (рис. 15.5). После взаимодействия

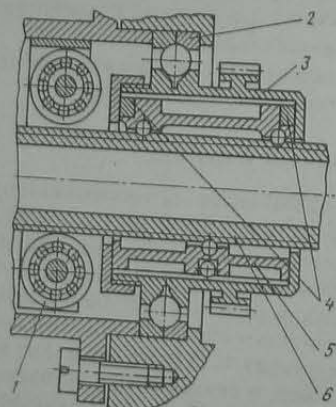


Рис. 15.5

шариков с отражателем они по специальному перепускному каналу перемещаются на другой конец гайки 5. Это позволяет им постоянно циркулировать при движении винта 6, что обеспечивает трение качения. Винт имеет дополнительную опору 1. При стягивании вращение гайки осуществляется от привода через шестерню 3, установленную на шарикоподшипнике 2.

Для уменьшения нагрузок гайка должна иметь минимально возможный момент инерции, что требует максимального облегчения вращающихся деталей (например, на гайке делаются проточки на наружной и внутренней поверхно-

стях). Более подробно ШВМ анализируется в разд. 8.3, 8.4 и работе [32]. Максимальная осевая сила, действующая на штангу, возникает при амортизации после сцепки и при стягивании. В последнем случае наибольшая сила необходима для соединения элементов на стыковочном шпангоуте (направляющих штырей, толкателей, электро- и гидроразъемов) с учетом коэффициента безопасности $f = 2 \dots 3$.

При сложном напряженном состоянии от действия поперечной и продольной сил во время касания проводится расчет штанги на прочность и долговечность ШВМ. Кроме того, проверяется грузоподъемность и

рычаги выравнивания кинематически связаны с помощью редуктора 4 со штангой (рис. 15.6) и между собой. Рычаги перемещаются под действием кулачка 5, который вращается синхронно с гайкой ШВМ 2 (3 — угловой ограничитель). Кулачок поворачивает ведущий рычаг 1. Профиль кулачка задается таким, чтобы обеспечивался необходимый закон движения: неподвижность на первом участке, разведение до полного выравнивания на втором участке и сведение при дальнейшем стягивании, когда концы рычагов точно отслеживают поверхность приемного конуса. Для уменьшения трения ролики рычагов покрывают смазочным материалом.

Из механизмов стыковочного шпангоута рассмотрим замки. Выбор количества замков связан с силовой схемой взаимодействия стыкуемых КА. На КА число замков равно восьми. Проведенный в работе [46] анализ показал, что элементами, надежность которых особенно критична, являются замки стыковочного шпангоута.

Активный и пассивный замки, унифицированные на обоих КА, установлены рядом (рис. 15.7). Обычно при стыковке в работе участвуют активные замки активного корабля и пассивные замки пассивного корабля, при этом замки на пассивном агрегате являются резервными. При больших нагрузках одновременно используются все замки активного и пассивного КА.

Перемещение крюков активных замков осуществляется под действием эксцентров 6, соединенных со шкивами 5, которые с помощью тросов связаны со шкивом, приводимым в движение от привода. Только

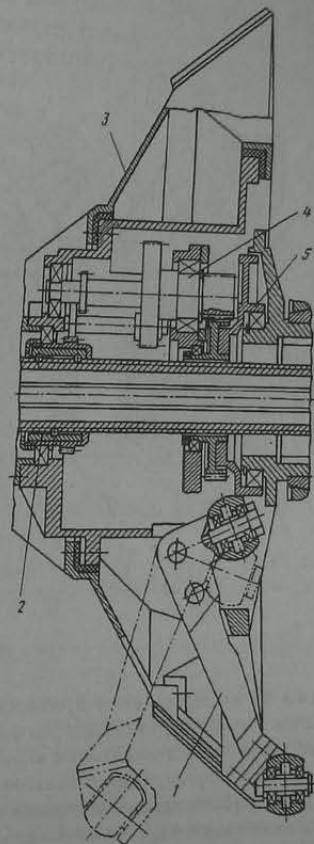


Рис. 15.6

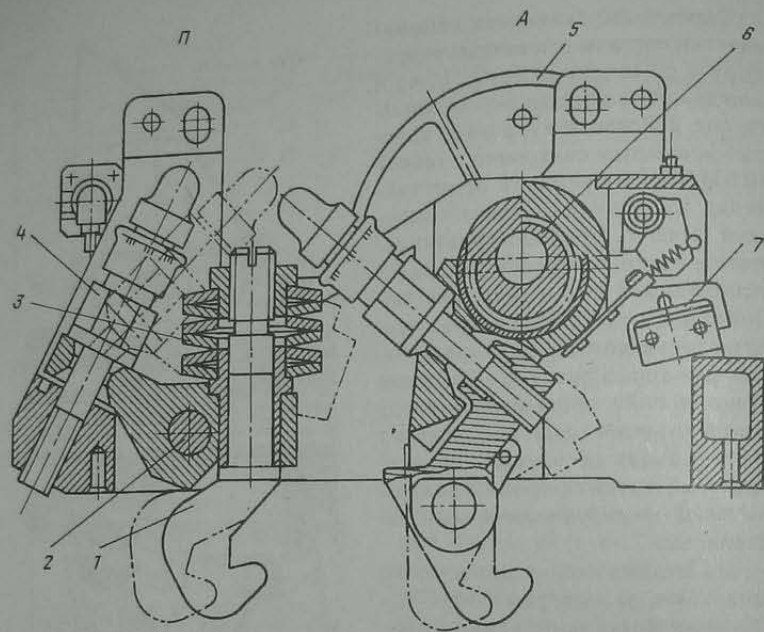


Рис. 15.7

один из эксцентриков 6 непосредственно соединен с приводом. С целью уменьшения габаритов и массы замков для восприятия радиальных нагрузок используются игольчатые подшипники, а для восприятия осевых сил применены шариковые радиальные подшипники.

При работе замков активный крюк входит в зацепление с пассивным под действием тарельчатой пружины 3.

При затягивании вал переходит на 6...8° точку мертвого положения, что обеспечивает надежность соединения, так как препятствует выходу активного крюка из зацепления.

Затяжка тарельчатых пружин регулируется с помощью гайки. Тарельчатые пружины также выполняют роль компенсаторов, так как при их отсутствии после того, как выберется зазор в одной паре крюков, в остальных он может сохраниться и не будет обеспечена необходимая затяжка.

Для резервного аварийного разделения (для повышения надежности используется резервирование) для обоих типов крюков применяют-

ся пироболты 4. После срабатывания последних пассивный крюк 1 поворачивается вокруг оси 2. То же происходит и с активным крюком.

Для контроля работы активных крюков устанавливаются датчики 7, фиксирующие их закрытое положение.

В конструкции АПАС буферный элемент выполнен в виде кольца с направляющими выступами 1 (рис. 15.8). Кольцо расположено снаружи стыкового шпангоута. В некоторых конструкциях для уменьшения габаритов предусмотрено складывание направляющих с последующим раскрытием после выхода на орбиту. Направляющие имеют такую конфигурацию, чтобы при взаимодействии кольца СТА двух КА совместились по шести степеням свободы. После чего происходит сцепка с помощью трех пар защелок 2 первичной сцепки. Для сцепки достаточно трех одинарных защелок, а второй комплект используется для резервирования, что повышает надежность.

Кольцо расположено на трех парах штанг 3, которые установлены на подвесках 4 с двумя степенями подвижности. Подвески закреплены на корпусе агрегата.

Штанга является винтом ШВМ, на гайку которого передается вращение от привода. При соударении КА штанги перемещаются, независимо обеспечивая амортизацию. Демпфирование осуществляется с помощью трех электромагнитных тормозов (ЭМТ), а основная часть энергии (при продольном перемещении кольца) поглощается с помощью фрикционного тормоза.

Гайки ШВМ в каждой паре кинематически связаны между собой и друг с другом через дифференциалы. Винты также попарно кинематически связаны между собой. При отклонении кольца от соосного с КА положения рассогласование компенсируется пятью пружинными механизмами.

Такие связи обеспечивают перемещение по продольной оси) выполняются, а шестая степень (перемещение по поперечной оси) выполняется при приложении силы, достаточной для поворота фрикционного тормоза. Последний также выполняет роль предохранительной муфты. Соосность шпангоута и кольца в полностью подтянутом положении обеспечивается тремя направляющими штырями, входящими в ответные гнезда на заднем торце кольца.

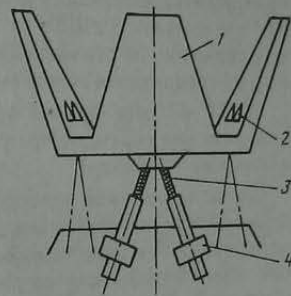


Рис. 15.8

АПАС «Союза» прошел летные испытания и подтвердил свою надежность при полете по программе ЭПАС (экспериментальный полет «Аполлон» — «Союз»).

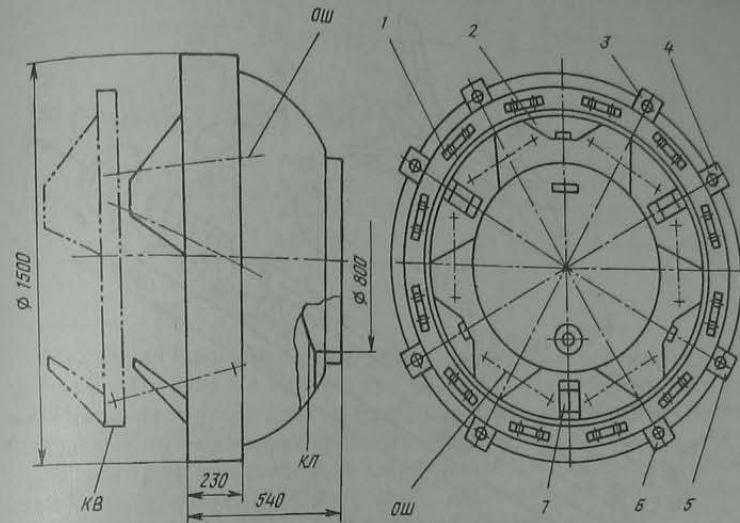
На усовершенствованном СТА использован эвристический метод инверсии и направляющие выступы кольца, ранее выступающие наружу, направлены внутрь. Это мероприятие в сочетании с другими позволило уменьшить габариты примерно на одну треть ($\varnothing 1,5 \times 0,52$ м). Такое изменение конструкции позволяет производить демонтаж СТМ после стыковки для расширения туннеля.

Начальные условия стыковки: боковой промах — до 0,25 м, угловая несоосность — до 4°.

Для повышения надежности увеличено число замков с восьми до двенадцати. Кроме того, замки стыковочного шпангоута объединены в две независимые секции по 6 замков, каждая из которых имеет самостоятельный привод с двумя электродвигателями. Дублированные приводы имеют и другие основные механизмы.

Крышки КА (см. рис. 15.2,б) открываются и закрываются вручную, причем замки могут быть открыты как со стороны отсека КА, так и со стороны переходного туннеля.

АПАС могут комплектоваться приборами, которые позволяют выполнять автоматическую стыковку и ее контроль. АПАС-89 приведен на рис. 15.9, где 1 — замок (12 шт), 2 — защелка корпуса (3 шт), 3 — гидроразъем-гнездо (2 шт.), 4 — электроразъем-вилка (2 шт.), 5 — электроразъем-розетка (2 шт.), 6 — гидроразъем-штырь (2 шт.), 7 — защелка кольца (3 шт.), *KB* — кольцо с направляющим выдвинуто, *ОШ* — ось



Puc. 15.9

штанг, на которых крепится кольцо с направляющими, КЛ — крышка люка переходного отсека.

АПАС-89 установлены на модуле «Кристалл» (запуск на орбиту был осуществлен в мае 1990 г.). Впервые стыковка при помощи АПАС-89 проведена в январе 1993 г. («Союз-16»).

15.3. Элементы манипуляторов

В отсеке полезного груза (ПГ) (второй ступени) многоразовых транспортных космических кораблях (МТКК) «Буран» и «Спейс Шаттл» установлен дистанционный манипулятор (рис. 15.10). Для «Спейс Шаттл» он рассчитан на полезную нагрузку, имеющую массу до 29,5 т, длину 18,3 и диаметр 4,6 м. Манипулятор может использоваться для проведения операций с грузами, расположенными на расстоянии не более 15 м от места его установки.

Манипулятор универсального типа, имеющий шесть степеней свободы, как и рука человека, состоит из плечевой (а), локтевой (б) и кистевой (в) частей, имеющих соответственно в суставах две, одну и три степени свободы, что обеспечивает шесть степеней свободы для перемещения грузов в пространстве.

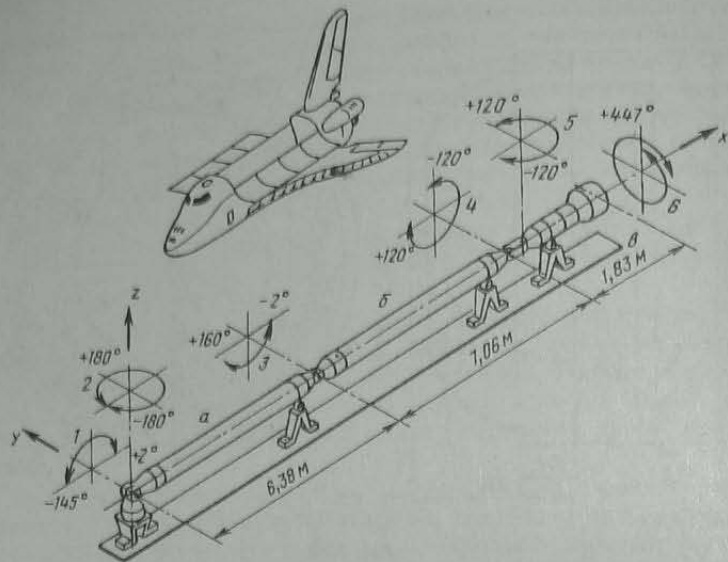


Рис. 15.10

Плечевая и локтевая части представляют собой полые трубы, изготовленные из композиционного материала, состоящего из эпоксидной смолы, армированной углеродными волокнами.

Отдельные части манипулятора приводятся в движение автономными приводами для каждой степени подвижности. Максимальное передаточное число (для привода плечевой части) — 1842.

В системе управления манипулятором используется бортовая ЭВМ. Управление может осуществляться автоматически или вручную.

Схема привода локтевого сустава манипулятора, предназначенного для МТКК «Буран», приведена на рис. 15.11. Общее передаточное число передаточного механизма $u = 6003,5$.

Привод состоит из двигателя ЭД постоянного тока мощностью $W = 70$ Вт и передаточного механизма. Последний включает планетарные и конические передачи, а также предохранительную муфту M и тормоз T , управляемый электромагнитом. Тормоз позволяет фиксировать необходимое положение манипулятора. В планетарных передачах $2K-H$ используется мелкий модуль $m = 0,8$, а в конической передаче — $m = 2,5$. КПД каждой ступени планетарной передачи $2K-H$ равен $\eta = 0,96 \dots 0,98$, а передаточное число $u = 5$.

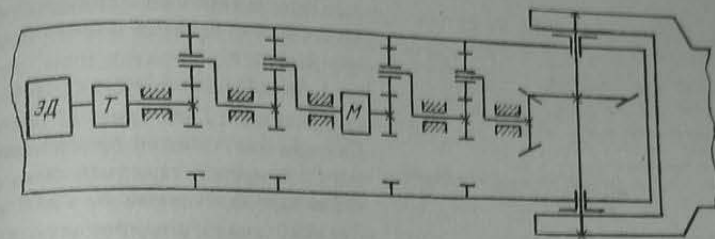


Рис. 15.11

Манипулятор перестыковки. При формировании космических станций из нескольких КА возникает необходимость их перестыковки с одного приемного устройства на другое устройство орбитальной станции (ОС), имеющей несколько приемных устройств (обычно 5).

Рассмотрим, как происходит перестыковка КА с приемного устройства I на устройство II ОС (рис. 15.12). Исходное положение показано на рис. 15.12,а, где МП — манипулятор перестыковки, ГМП — гнездо манипулятора перестыковки.

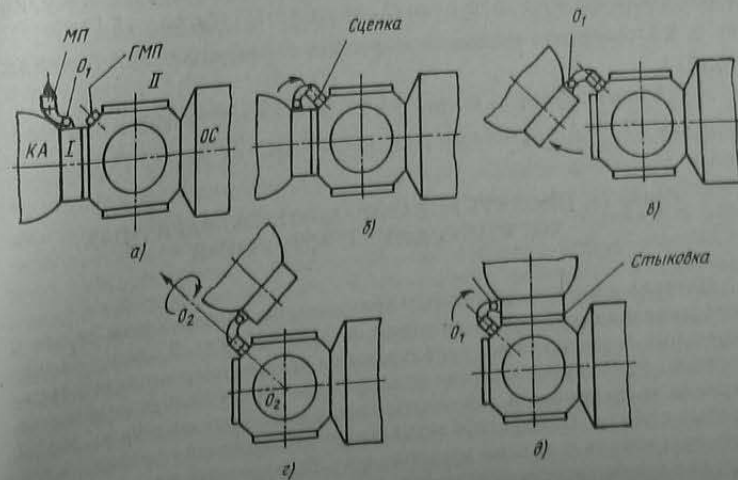


Рис. 15.12

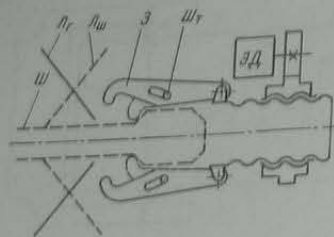


Рис. 15.13

Последовательно для перестыковки производятся следующие манипуляции:

1. МП, вращаясь вокруг оси O_1 соединяется с ГМП (рис. 15.12,б). Вначале они взаимно ориентируются с помощью двух устройств с тремя направляющими $Лг$ ГМП и $Лш$ МП (аналоги направляющих колец АПАС), установленными на МП и ГМП (рис. 15.13). Далее штырь $Ш$ попадает в гнездо и про-

исходит стягивание с помощью защепок $З$, которые приводятся в движение от передачи винт-гайка скольжения. Вращение гайки осуществляется от электродвигателя ЭД через цилиндрическую зубчатую передачу. Защелки сближаются при перемещении их винтом за счет взаимодействия их с неподвижными штифтами $Шт$. Стягивание происходит с силой 5000 Н, что обеспечивает жесткое соединение МП с ГМП (цепку) и надежную их фиксацию благодаря самоторможению в передаче винт-гайка.

2. После завершения сцепки происходит расстыковка СТУ КА с ОС и КА поворачивается вокруг оси O_1 на угол $\sim 55^\circ$ (см. рис. 15.12,в).

3. КА совершает вращение вокруг оси O_2 на угол $\sim 120^\circ$ (см. рис. 15.12,г).

4. КА поворачивается вокруг оси O_1 на угол $\sim 55^\circ$ и происходит соединение СТУ КА с приемным устройством ОС (см. рис. 15.12,д).

Глава 16. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРУПНОГАБАРИТНЫХ КОСМИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ

Интерес к крупногабаритным космическим конструкциям связан с перспективами развития энергетики на 2000—2050 гг. В связи с экологическими последствиями использования углеродного топлива и трудностями утилизации ядерных отходов появляется необходимость вынесения энергоемких и экологических вредных производств на околоземные орбиты. Становится актуальным использование отражателей, концентраторов и антенн космического базирования площадью в несколько гектаров, преобразующих солнечную энергию для обслуживания производств в космосе и передачи энергии на Землю. Эти конструкции могут быть использованы как ретрансляторы энергии, для теле-

радиосвязи, как отражатели в системе освещения отраженным солнечным светом районов Земли (городов Заполярья во время полярной ночи, мест катастроф, районов крупного производства продуктов питания), для очистки космоса от технологических осколков, межпланетных перелетов с солнечным парусом и ряда перспективных космических технологий [26, 36].

По принципу развертывания крупногабаритные космические конструкции можно классифицировать следующим образом:

1) механические конструкции, в которых элементы шарнирно соединены в единую кинематическую систему. При укладке эти элементы плотно соединяются между собой и удерживаются с помощью специальных связей. После снятия связей под влиянием энергии пружин элементы системы занимают заданное положение;

2) вращающиеся конструкции, в которых раскрытие и сохранение формы происходит за счет центробежных сил, возникающих при вращении;

3) пневматические конструкции, в которых раскрытие и сохранение формы происходит за счет создания избыточного давления во внутренних полостях;

4) особые конструкции, в которых форма поддерживается благодаря созданию электростатического поля;

5) комбинированные конструкции, в которых раскрытие происходит за счет создания давления или вращения, а сохранение формы — за счет каркаса.

Основным преимуществом каркасной конструкции является точность получения заданной формы, достигаемая за счет жесткости конструкции. В качестве примера крупногабаритная пленочная антенна, выведенная на орбиту МТКК типа «Спейс Шаттл». Конструкция антенны включает пленочный отражатель 1 , натягиваемый на раздвижную ферму 2 из шести лучей, выходящих из одного центра. Ферма состоит из складывающихся элементов (углепластиковых трубок $1, 2$ и шарниров с упругими пружинами 3 , рис. 16.1, в), за счет энергии которых происходит разворачивание системы. Недостатками каркасных конструкций (относительно сравнительно невысокий коэффициент развертывания (отношение размеров конструкции в развернутом и сложенном состояниях) и взаимноисключающие требования малых допусков на зазоры в сочленяемых элементах для получения требуемой формы жесткой конструкции и больших допусков для обеспечения их надежной сборки и разворачивания. В конструкциях размеров порядка десятков метров число сочленяемых элементов доходит до десятков тысяч и требуется очень высокая надежность срабатывания единичного элемента. Перспективна мо-

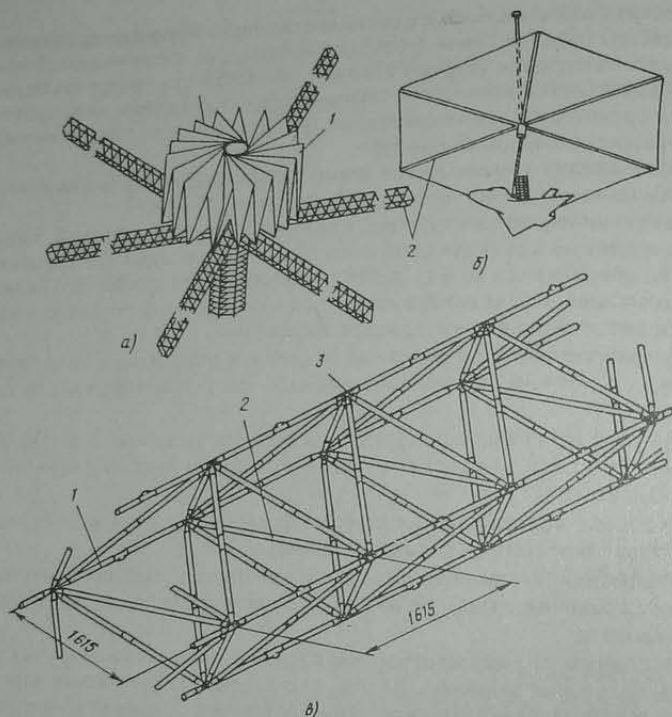


Рис. 16.1

дульная концепция построения космических конструкций большой площади на базе автоматизированной сборки с использованием робототехники.

Большие коэффициенты разворачивания могут быть получены в надувных конструкциях, недостатком которых является возможность выхода из строя при нарушении герметичности вследствие попадания микрометеоритов. В этом плане интересны конструкции, раздуваемые пенным полимерным наполнителем, отвержденным затем под действием ультрафиолетового излучения на орбите.

Указанных недостатков каркасных конструкций лишены конструкции, в которых для получения форм заданной конфигурации используются гибкие элементы, жесткость которых в развернутом состоянии

обеспечивается созданием в них растягивающих напряжений под действием центробежных сил.

Формирование поверхности (разворачивание из уложенного состояния и поддержание формы) за счет центробежных сил исключает необходимость использования жестких каркасов для натяжения поверхностями конструкции выгодно отличаются от своих каркасных аналогов рядом важных параметров:

малым отношением массы к площади поверхности (гектар пленки толщиной 5 мкм имеет массу 50 кг);

возможностью укладки в малый объем при транспортировке и автоматическим разворачиванием на орбите при малых энергозатратах;

возможностью создания поверхности площадью в несколько десятков гектаров при незначительных размерах разворачивающего устройства;

возможностью управления в пространстве без расхода рабочего тела;

высокой точностью формы поверхности;

простотой и надежностью конструкции, ее относительно низкой стоимостью.

В качестве примера бескаркасной конструкции, формируемой центробежными силами, на рис. 16.2 приводится солнечный парусный корабль для межпланетных перелетов (5, 7 — оси вращения). Формируемый центробежными силами парус 1, выполненный из отдельных секторов, скрепленных по периферии, приводится во вращение электроприводом 6. Кинетический момент паруса компенсируется трением маховиком противовращения 3 с электроприводом 4. Управление положением конструкции в пространстве осуществляется за счет излома оси, связывающей парус и маховик в шарнире 2, и возникающей при этом прецессии системы. Система управления корабля размещена в приборном контейнере 8 с солнечной батареей.

Одним из основных моментов при разработке разворачиваемых конструкций является выбор способа укладки. Здесь важным требованием является технологичность способа. К материалам конструкций предъявляются специфические требования: гибкость, эластичность, минимальная масса, высокая прочность, устойчивость к факторам космической среды. Среди наиболее перспективных материалов следует отметить волокна из графита и карбида бора с эпоксидной смолой, металлизирование пленки, металлизированные тканевые материалы, металлизированные трикотажные материалы из полимерных нитей, трикотажные материалы из металлических нитей.

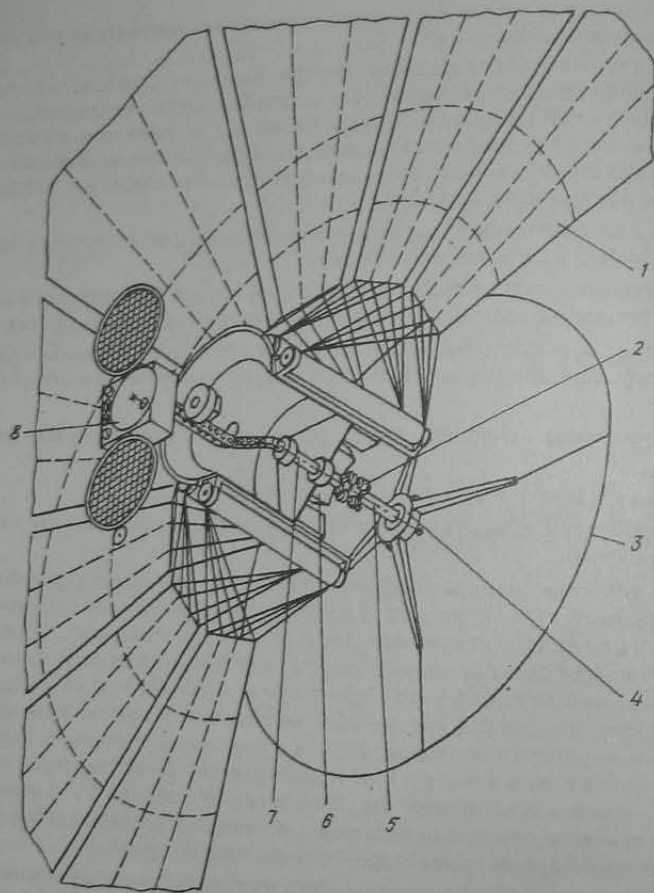


Рис. 16.2

При разработке бескаркасных конструкций должны быть решены следующие задачи:

выбор рациональных конструкций пленочных полотнищ, схем укладки, обеспечивающих плавный (без ударов, колебаний, запутывания) управляемый роспуск из уложенного состояния и требуемую форму развернутого полотнища;

обеспечение динамики управляемого роспуска техническими средствами, математическое моделирование процесса роспуска, динамическое моделирование при наземной отработке;

обеспечение управления положением в пространстве раскрытых конструкций в соответствии с предъявляемыми для конкретных задач требованиями к точности поверхности и ее ориентации, организация гироскопических сил, подбор параметров конструкции, при которых в конкретной задаче эти колебания допустимы;

обеспечение эффективных отражающих покрытий и прочностных характеристик пленочных материалов в условиях комплексного воздействия эксплуатационных нагрузок и внешних условий среды при длительном ресурсе (глубокий вакуум, циклическая температура с $T_{\max} \approx 100^\circ \text{C}$, ультрафиолетовое излучение, потоки протонов, нейтронов и пр.);

отработка технологий изготовления и укладки пленочных полотнищ (подбор раскроя, режимов сварки или склейки швов, равнопрочных основному материалу, точность изготовления, укладка в минимальный объем);

выбор рациональных схем крепления и намотки для тросовых элементов конструкций отражателей и для тросовых конструкций в целом (антенны, маховики), обеспечение динамики их управляемого роспуска и невозможности запутывания;

обеспечение рациональной увязки систем и агрегатов, входящих в состав собственно конструкции, формируемой центробежными силами, с традиционными системами космического корабля, организация их совместной наземной отработки;

обеспечение наземной и орбитальной отработки.

Для решения различных прикладных задач конструкции, формируемые центробежными силами, имеют различные конструктивные особенности, связанные с точностью поверхности и ее ориентацией в пространстве.

Для задач ретрансляции и связи ставятся не слишком жесткие требования по точности поверхности отражателя и его ориентации в пространстве. Для дециметровых и метровых волн поверхность может быть выполнена из сетки с размером ячейки меньше $0,05\lambda$, где λ — длина волны, а широкая диаграмма направленности излучения позволяет иметь допуск по точности ориентации в несколько градусов.

Напротив, для задач освещения отраженным солнечным светом районов Земли предъявляются чрезвычайно жесткие требования по точности формы поверхности и ее ориентации (менее $10'$), что связано с

необходимостью максимальной концентрации энергии в световом пятне. Требуется поверхность с максимальными отражающими свойствами (например, периодически напыляемая на орбите на полиимидную подложку натриевая пленка с коэффициентом отражения 0,98).

При создании параболического концентратора солнечной энергии также требуется точная поверхность с высокими отражающими свойствами. Напротив, параболическая антенна в дециметровом и метровом диапазонах может быть изготовлена из металлической сетки с крупной ячейкой и низкими требованиями к точности поверхности. Конструкция может быть разрезная из отдельных секторов, сегментов или ячеек с зазорами, не превышающими 0,05λ.

При создании солнечного паруса также не предъявляется жестких требований по точности поверхности. Поверхность может быть выполнена из отдельных секторов или лент, как скрепленных, так и не скрепленных по периферии. Сектора могут поворачиваться вокруг радиальной оси, давая возможность управлять конструкцией путем изменения положения центра масс по отношению к центру солнечного давления.

К ориентации и точности поверхности экрана для очистки космоса от технологических осколков предъявляются наименьшие требования в силу угловой изотропности распределения скоростей осколков.

Для тросовых рамочных антенн НЧ- и СНЧ-диапазонов длина волны составляет сотни километров, однако окружающая космическая плазма уменьшает длину волны. Для лучшей подстройки под генератор требуется возможность изменения площади охватываемого контура и нахождение различных частей контура в одной плоскости, чаще всего в плоскости орбиты. Тросовые антенны на этапах развертывания и эксплуатации могут иметь как петлевую, так и круговую форму.

Для отражателей и экранов предпочтительнее плоская дисковая форма. Параболические антенны и концентраторы являются параболами вращения.

К укладке разворачиваемых систем предъявляются следующие требования:

многолучевое конструктивное исполнение, обеспечивающее устойчивость геометрии разворачиваемой конструкции на всех этапах роспуска к возмущениям, следствием которых может явиться невосстанавливаемая потеря формы разворачиваемой конструкции;

минимальные массогабаритные характеристики укладки в уложенном состоянии;

технологичность укладки;

недопустимость создания замкнутых воздушных объемов, обеспечение свободной откачки воздуха при вакуумировании из любого участка укладки;

выбор способа приложения вращающего момента (место приложения, величина и закон изменения), обеспечивающего разворачивание без недопустимых колебаний, запутывания и разрушения конструкции; подбор технических средств, обеспечивающих требуемый вращающий момент, возможность реальной и надежной наземной отработки и дальнейшей эксплуатации в космических условиях;

выполнение закона изменения скорости роспуска при устойчивости системы и обеспечивающих этот закон технических средств, возможность их наземной отработки;

надежность увязки обеспечивающих разворачивание технических средств с другими системами космического корабля.

Укладки могут быть: двухсекторные, многосекторные; разрезные, неразрезные; связанные, несвязанные по периферии; уложенные «от центра» или «от периферии»; намотанные на отдельные катушки или на один центральный барабан; с намоткой «спирально», «змейкой» или «гармошкой»; полностью управляемые на этапе раскрытия, управляемые частично, неуправляемые.

Предпочтение того или иного вида укладки определяется специфической прикладной задачей. На рис. 16.1 приведен пример веерной укладки пленочного полотнища отражателя.

Приложение вращающего момента к гибкой системе может быть осуществлено по периферии системы (реактивные двигатели), по всей длине системы (лопасть под действием солнечного давления), к центральному вращающему барабану.

Вращающий момент может быть получен от различных технических средств: предварительно разогнанного маховика; порохового и газового приводов (при изменении тяги по различным законам от времени); электроприводов с жесткими и мягкими характеристиками электродвигателей.

Использование накопленной кинетической энергии маховика является нецелесообразным, поскольку при разворачивании гибкой системы центробежными силами сохраняется не кинетическая энергия вращения, а кинетический момент. При этом избыточную кинетическую энергию системы следует отбирать каким-либо образом от системы в процессе раскрытия системы во избежание перехода этой энергии в удар или нежелательных колебаний системы. Однако, если система каким-либо образом уже получила достаточный кинетический момент и почти раскрыта, дораскрытие системы может быть организовано на запасенном кинетическом моменте.

Использование газового привода имеет одно важное преимущество по сравнению с использованием электропривода: отсутствие необходимости компенсации момента противовращающейся системой. Однако

газовые приводы не удобны при наземной отработке гибких систем в вакуумных камерах, а также являются взрывоопасными и травящими газ устройствами, что осложняет их эксплуатацию в космических кораблях. Математическое моделирование процесса разворачивания гибких систем с использованием постоянного момента или момента, изменяемого по времени, дало колебательную картину разворачивания типа частичного «сматывания» — намотывания, которая для большинства систем является неприемлемой.

Использование жесткой характеристики электропривода, т.е. практически постоянной угловой скорости в зависимости от развиваемого момента, имеет следующие недостатки:

для обеспечения прочностных характеристик разворачиваемой системы в конце разворачивания весь процесс должен проводиться именно на этой минимальной угловой скорости, при этом увеличивается время разворачивания;

из-за малых центробежных сил сложно организовать начальный этап разворачивания;

расчеты показали колебательный процесс динамики разворачивания типа частичного периодического «сматывания — намотывания».

Использование мягкой характеристики электропривода (т.е. падения угловой скорости с увеличением момента) лишено приведенных недостатков и обладает следующими преимуществами:

на начальном этапе разворачивания гибкой системы угловая скорость может быть достаточно высокой для обеспечения инициирования начального этапа раскрытия;

могут быть обеспечены высокая скорость и короткое время раскрытия;

на конечном этапе раскрытия может быть обеспечена низкая угловая скорость системы в соответствии с ее прочностными характеристиками.

Устойчивость процесса определяется спецификой падающей характеристики привода: если по каким-либо причинам система ускорилась, то момент падает, что приводит к замедлению системы, и, наоборот, если система затормаживается, то момент возрастает и система ускоряется. Мягкой характеристикой обладают широко используемые в космической технике двигатели постоянного тока, она легко может быть получена в двигателях с электронным управлением. Электропривод обладает высокой надежностью, возможностью работать длительное время, удобством наземной отработки, хорошей совместимостью со служебными системами корабля.

Процесс изменения размеров гибкой системы при вращении может быть неуправляемым (ударным), частично управляемым и полностью

управляемым. Под управляемым процессом роспуска понимается процесс, динамические параметры которого могут быть проконтролированы, изменены или заданы на всех этапах раскрытия. Примером управляемого процесса может служить раскрытие системы, уложенной по схеме «гармошка», после снятия ограничивающих линий. Примером частично управляемого процесса является сматывание спирально намотанной системы (по ходу спирали). Скорость сматывания зависит от угловой скорости центрального барабана, на который уложена система. Примером полностью управляемого процесса является сматывание с катушки, расположенной на центральном барабане и обладающей собственным приводом (см. рис. 16.2). В этом случае скорость вращения может быть задана по любому требуемому закону. Для получения устойчивой картины развертывания в случае падающей характеристики привода вращения требуется постоянная или падающая по времени скорость выпуска.

Для обеспечения устойчивости процесса необходимо, чтобы центробежная сила, растягивающая конструкцию в радиальном направлении, $F_{цб} = \pi \omega^2 R$ значительно превышала действующую в боковом направлении силу Кориолиса $F_{кор} = 2m v \omega$ (где v — скорость выпуска; ω — угловая скорость вращения; m , R — масса и радиус элемента конструкции) и инерционную силу $F_{и} = m \dot{\omega} R$:

$$m \omega^2 R \gg 2m v \omega \quad \text{или} \quad \omega R / 2v \gg 1;$$

$$m \omega^2 R \gg m \dot{\omega} R \quad \text{или} \quad \omega^2 / \dot{\omega} \gg 1.$$

Для принципиально устойчивых конструкций укладки путем математического моделирования в большинстве случаев могут быть подобраны необходимые для конкретной прикладной задачи режимы разворачивания и обеспечивающие их характеристики электроприводов вращения и роспуска.

При выборе типа электроприводов предъявляются повышенные требования к их надежности и массогабаритным характеристикам, поскольку планируемые ресурсы изделий составляют 5—10 лет работы в автономном режиме.

Предлагаются безредукторные вентильные синхронные двигатели, которые с помощью электронной схемы управления обеспечивают параметры бегущей волны в магнитопроводе таким образом, чтобы иметь низкие угловые скорости вращения в диапазоне $\omega = 0,1 \dots 10$ рад/с ($n = 1 \dots 100$ мин⁻¹) и моменты до $M = 10$ Н·м при КПД до 50%. Электро-ромеханическая часть двигателя по массогабаритным характеристикам незначительно отличается от традиционных синхронных двигателей,

редуктор отсутствует, а в электронном блоке управления используются дублирование и троирование элементов, обеспечивающие требуемую надежность.

Перспективно использование схем электродвигателей типа мотор-редуктор. В двигателе «с катящимся ротором» принцип волновой передачи заложен в конструкцию электромеханики синхронного двигателя. Основным элементом является качающийся вал ротора, катящийся по статору. Зубчатое зацепление не применяется, поскольку достаточно магнитных сил для передачи усилия. Выходные угловые скорости и моменты такие же, как у вентильных двигателей, однако электронная схема управления и обмотки двигателя являются слабوتочными в отличие от описанных ранее вентильных двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Авиационные зубчатые передачи и редукторы*/Под ред. Э.Б. Вулгакова. — М.: Машиностроение, 1981.
2. *Альшиц И.Я., Благов Б.Н. Проектирование деталей из пластмасс.* — М.: Машиностроение, 1977.
3. *Анурьев В.И. Справочник конструктора: В 3 т. Т. 3.* — М.: Машиностроение, 1979.
4. *Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Прель Л.Я. Подшипники качения.* — М.: Машиностроение, 1975.
5. *Герлах Л.Р. Методические указания по курсовому проектированию зубчатых и червячных передач в авиационных приводах и приборах.* — М.: МАИ, 1980.
6. *Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора.* — М.: Машиностроение, 1983.
7. *Голубев И.С., Самарин А.В. Проектирование конструкций летательных аппаратов.* — М.: Машиностроение, 1991.
8. *Гониодский В.И., Склянский Ф.И., Шумилов И.С. Привод рулевых поверхностей самолетов.* — М.: Машиностроение, 1974.
9. *Детали механизмов и конструкций летательных аппаратов*/П.П. Дементьев, Е.А. Самойлов, С.Л. Крыськов и др. — М.: МАИ, 1984.
10. *Джамай В.В., Кордюкова Л.Н. Методические указания по расчету и конструированию валов авиационных механизмов.* — М.: МАИ, 1987.
11. *Джонсон Дж.К. Методы проектирования: Пер. с англ.* — М.: Мир, 1986.
12. *Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин.* — М.: Высшая школа, 1985.
13. *Житомирский Г.И. Конструкция самолетов.* — М.: Машиностроение, 1991.
14. *Заплетохин В.А. Конструирование деталей механических устройств.* — М.: Машиностроение, 1990.
15. *Проверочные расчеты и оформление документации* / Н.Л. Зезин, Л.Н. Кордюкова, Ю.Б. Михайлов и др. — М.: МАИ, 1985.
16. *Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи.* — М.: Высшая школа, 1981.
17. *Иосилевич Г.Б. Детали машин.* — М.: Машиностроение, 1988.
18. *Кестельман В.Н., Федоров А.В. Механизмы управления самолетом.* — М.: Машиностроение, 1987.
19. *Колесников К.С., Козлов В.И., Кукушкин В.В. Динамика разделения ступеней летательных аппаратов.* — М.: Машиностроение, 1977.
20. *Контроль технической исправности самолетов и вертолетов* / Под ред. В.Г. Александрова. — М.: Транспорт, 1976.

21. Композиционные материалы/Под общ. ред. В.В. Васильева и А.Б. Тарнопольского. — М.: Машиностроение, 1990.
22. Лещин А.В., Попов Ю.И., Черняков Н.С. Конструирование узлов / Под ред. Ю.И. Попова. — М.: МАИ, 1985.
23. Кудрявцев В.Н. Детали машин. — Л.: Машиностроение, 1980.
24. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. — М.: Машиностроение, 1976.
25. Лещин А.В., Склянский Ф.И. Конструирование управления и механизмов. — М.: МАИ, 1980.
26. Лукьянов А.В. Пленочные отражатели в космосе. — М.: МГУ, 1977.
27. Моторин В.Н. Новые конструкции малогабаритных точных планетарных приводов космических аппаратов//Сборник научно-методических статей по деталям машин. Вып. 9. — М.: МИИ, 1991.
28. Мягков В.Д. Допуски и посадки: Справочник. Ч. 1, 2. — Л.: Машиностроение, 1979.
29. Новиков В.Н., Авхимович Б.М., Вейтин В.Е. Основы устройства и конструирования летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1991.
30. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочник. В 2 кн. / Под ред. П.Н. Учасва. — М.: Машиностроение, 1988.
31. Основы конструирования ракет-носителей космических аппаратов/Под ред. В.П. Мишина и В.К. Карракса. — М.: Машиностроение, 1991.
32. Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов/Н.А. Алексеева, Л.А. Бонч-Осмоловский, В.В. Волгин и др.; Под ред. В.Н. Кестельмана, Г.И. Роцина. — М.: Машиностроение, 1989.
33. Павлов Б.И. Шарико-винтовые механизмы в приборах. — М.: Машиностроение, 1968.
34. Патент № 1788825 от 25.09.92.
35. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества. — М.: Машиностроение, 1988.
36. Поляхова Е.Н. Полет с солнечным парусом. — М.: Наука, 1986.
37. Проектирование конструкций самолетов / Е.С. Войт, А.И. Ендогур, З.А. Мелик-Саркисян и др. — М.: Машиностроение, 1987.
38. Проектирование механических передач/С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, П.С. Козинцев и др.; Под ред. С.А. Чернавского. — М.: Машиностроение, 1984.
39. Проектирование элементов передаточных механизмов и узлов ЛА / Н.Л. Зезин, Ю.М. Климов, В.А. Комков и др.; Под ред. Ю.М. Климова. — М.: МАИ, 1990.
40. Расчет и конструирование деталей и узлов авиационных механизмов/Н.А. Алексеева, В.В. Джамай, Т.А. Евдокимова и др.; Под ред. Е.А. Самойлова, Ю.М. Климова. — М.: МАИ, 1987.
41. Решетов Д.Н. Детали машин. — М.: Машиностроение, 1989.
42. Самойлов Е.А., Моторин В.Н. Способы повышения точности планетарной передачи//Современные проблемы динамики и конструирования механизмов и машин: Сб. статей. — М.: Изд-во МАИ, 1991.
43. Системы автоматизированного проектирования: В 9 кн. Кн. 6. Автоматизация конструкторского и технологического проектирования: Учеб. пособие для вузов / И.М. Капустин, Г.Н. Васильев; Под ред. И.П. Норенкова. — М.: Высшая школа, 1986.
44. Слюдилов М.Н. Механизмы приводов систем управления летательными аппаратами. — М.: Машиностроение, 1975.
45. Слюдилов М.Н. Надежность и точность механизмов приводов систем управления летательными аппаратами. — М.: Машиностроение, 1984.
46. Сыромятников В.С. Стыковочное устройство космических аппаратов. — М.: Машиностроение, 1984.
47. Ученый и конструктор. — М.: Машиностроение, 1978.
48. Хорошев А.Н. Системное проектирование машин. — М.: МЭИ, 1989.
49. Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1970.
50. Чернов Л.Б. Основы методики проектирования машин. — М.: Машиностроение, 1978.
51. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. — М.: Машиностроение, 1986.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ	7
1.1. Основные понятия	7
1.2. Классификация деталей механизмов ЛА	14
1.3. Основные требования к деталям, узлам и механизмам ЛА	17
Глава 2. МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ, УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ЛА	25
2.1. Проектирование с использованием системного подхода	25
2.2. Методы инженерного творчества	31
2.3. Понятие об автоматизированном проектировании	42
Глава 3. ТОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ И ИХ ВЗАИМНОГО ПОЛОЖЕНИЯ	47
3.1. Базирование деталей	47
3.2. Посадки валов и зубчатых колес. Допуски формы и расположения поверхностей	53
3.3. Допуски расположения осей отверстий в корпусах для крепления деталей	61
3.4. Расчет размерных цепей элементов механизмов ЛА	69
Глава 4. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ	73
4.1. Общие принципы и правила конструирования	74
4.2. Стандартизация и унификация	82
4.3. Обеспечение прочности деталей и узлов	86
4.4. Обеспечение жесткости деталей	93
Глава 5. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И КОНТРОЛЯ	97
5.1. Механически обрабатываемые детали	97
5.2. Литые детали	104
5.3. Детали, обрабатываемые давлением	107
5.4. Сварные детали	111
5.5. Детали из композиционных материалов	117
5.6. Выбор методов неразрушающего контроля при конструировании деталей	125

Глава 6. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ КОНСТРУКТОРСКИХ РАБОТ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ МЕХАНИЗМОВ, УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ	133
6.1. Разработка технического задания	133
6.2. Разработка технического предложения	134
6.3. Разработка эскизного проекта	137
6.4. Разработка технического проекта	139
6.5. Разработка рабочей конструкторской документации	140
Глава 7. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ БАЛОЧНОГО ТИПА	141
7.1. Предварительный анализ и формирование ТЗ	141
7.2. Конструирование деталей с использованием системного подхода	145
7.3. Заключительный этап проектирования и разработка рабочих чертежей	154
Глава 8. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА	156
8.1. Анализ структуры узлов и постановка задачи на конструирование	156
8.2. Конструирование ходовых винтов передачи с трением скольжения	162
8.3. Конструирование узлов и деталей шариковинтовых механизмов	172
Глава 9. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ КАЧАЛКА-ТЯГА	183
9.1. Выбор элементов систем управления ЛА	183
9.2. Анализ структуры узла передачи качалка-тяги	184
9.3. Конструирование качалок и тяг	185
Глава 10. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ, КОНИЧЕСКИХ И ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	189
10.1. Постановка конструкторской задачи	189
10.2. Конструирование цилиндрических зубчатых колес	210
10.3. Конструирование конических зубчатых колес	220
10.4. Конструирование элементов зубчатых волновых передач	224
Глава 11. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ МЕХАНИЗМОВ ЛА	243
11.1. Анализ структуры и функций элементов валов	243
11.2. Составление списка требований к конструкции вала	248
11.3. Конструирование элементов валов	251
11.4. Последовательность конструирования валов	259
Глава 12. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ОПОР ВАЛОВ	263
12.1. Выбор схемы установки подшипников на валу и в корпусе	263

12.2. Виды опорных устройств	269
12.3. Анализ функций элементов опор качения	271
12.4. Составление списка требований к конструкции опор качения	274
12.5. Примеры конструирования опор	275
Глава 13. КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ КА	281
13.1. Механизмы КА и их элементы	281
13.2. Конструирование точных двухступенных приводов	284
13.3. Планетарные передачи с геометрическим самоторможением	294
Глава 14. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПИРОТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ КА	297
14.1. Назначение и классификация пиротехнических устройств	297
14.2. Конструирование пиротехнических устройств	303
Глава 15. КОНСТРУИРОВАНИЕ СТЫКОВОЧНЫХ УСТРОЙСТВ И МАНИПУЛЯТОРОВ	310
15.1. Основные понятия и схемы	310
15.2. Элементы стыковочных устройств	317
15.3. Элементы манипуляторов	323
Глава 16. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРУПНОГАБАРИТНЫХ КОСМИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ	326
Литература	337

Учебное издание

Юрий Михайлович Климов
Евгений Алексеевич Самойлов
Николай Леонидович Зезин
Владимир Владимирович Ефанов
Владимир Александрович Комков
Виталий Михайлович Мельников
Юрий Борисович Михайлов
Виктор Николаевич Моторин
Анатолий Дмитриевич Павлов
Дмитрий Евгеньевич Самойлов
Владимир Сергеевич Сыромятников
Игорь Алексеевич Тимофеев
Татьяна Юрьевна Чуркина

**ДЕТАЛИ МЕХАНИЗМОВ
АВИАЦИОННОЙ И КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ**

Редактор Г.Н. Борисова
Художественный редактор В.И. Володина
Компьютерная верстка О.Г. Лавровой
Обложка И.А. Гавриченко
Корректор Р.М. Белозерова